

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Návrh zavěšení přední nápravy závodního vozidla

Design of Racing Car Front Axle Suspension

Student:

Tomáš Pasterňák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Pasterňák**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace: 20 Silniční doprava

Téma: **Návrh zavěšení přední nápravy závodního vozidla**
Design of Racing Car Front Axle Suspension

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je rozbor požadavků na zavěšení nápravy, sestavení kinematiky zavěšení a odpružení a vlastní konstrukční návrh.

1. Úvod
2. Teoretický rozbor a pravidla Formula Student
3. Kinematika zavěšení nápravy
4. Kinematika odpružení nápravy
5. Vlastní konstrukční návrh
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

- Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7.
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4.
Vlk, F. Motorová vozidla I, VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2.
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2.
Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. ČVUT, Praha, 1991.
Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV ČVUT Praha, 1991.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

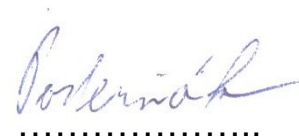


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh
vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl
jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2017


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15. 5. 2017



.....

Podpis studenta

Jméno a Příjmení autora práce: Bc. Tomáš Pasterňák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kunčičky u Bašky 193, Baška, 739 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PASTERŇÁK, T. *Návrh zavěšení přední nápravy závodního vozidla: Diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta Strojní, Institut dopravy, 2017, 74 s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem zavěšení přední nápravy pro závodní vůz dle pravidel Formula Student 2017. Po teoretickém úvodu do problematiky následuje návrh kinematiky závěsů kol a kinematiky odpružení. Po krátkém zhodnocení výsledků, následuje vlastní konstrukční návrh a provedení napěťových a deformačních analýz.

Klíčová slova: Formula Student, FSAE, zavěšení kol, střed klopení, tažná tyč, vahadlo

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

PASTERŇÁK, T. *Design of Racing Car Front Axle Suspension: Master's Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2017, 74 p. Supervisor: Richtar, M.

Master's thesis is dealing with the design of front axle of formula's car according to the rules of Formula Student 2017. The theoretical introduction is followed by design of the suspension's kinematic a damper's kinematic. The short evaluation of my results is followed by the engineering design of the fornt axle and stress and deformation analysis.

Key words: Formula Student, FSAE, wheel suspension, roll center, pull rod, bell crank

Obsah

Seznam použitých značek

Úvod	11
1 Shrnutí pravidel Formula SAE/Student	12
1.1 Sportovní disciplíny Formula SAE/Student	13
1.2 Pravidla pro zavěšení a odpružení v soutěži SAE	14
2 Kinematické uspořádání závěsů kol	15
2.1 Zavěšení kol	15
2.2 Lichoběžníková náprava	15
2.3 Středky klopení	16
2.4 Středky klonění	17
3 Řízení	18
3.1 Geometrie řízených kol	19
3.1.1 Odklon kol	19
3.1.2 Příkon rejdové osy	20
3.1.3 Poloměr rejdu	20
3.1.4 Záklon rejdové osy a závlek	21
3.1.5 Sbíhavost	22
4 Odpružení	23
4.1 Vinuté pružiny	23
4.2 Tlumiče	23
4.3 Příčné stabilizátory	24
5 Vlastní návrh kinematického uspořádání	25
5.1 Základní koncepce vozu	25
5.2 Pneumatiky	26
5.2.1 Statické zatížení přední pneumatiky	28
5.2.2 Parametry pneumatiky	29
5.3 Návrh bodů uchycení ramen zavěšení a přední části rámu	29
Poloha bodů připojení ramen na těhlici	30
5.3.1 Střed klopení rámu	31
5.3.2 Střed klonění rámu	32
5.3.3 Stanovení předběžné polohy bodů	32
5.3.4 Rozbor a optimalizace kinematiky zavěšení	33
6 Vlastní návrh kinematiky odpružení	38
6.1 Požadavky na odpružení	38
6.2 První návrh kinematiky odpružení	39
6.3 Druhý návrh kinematiky odpružení	42
6.4 Optimalizace kinematiky odpružení	43
6.5 Výpočet sil v řízení	45

6.6	Výpočet odpružení	47
6.6.1	Výpočet klopeného momentu	48
6.6.2	Výpočet klonění rámu	50
6.6.3	Výpočet tuhosti pružin	54
6.6.4	Výpočet tuhosti stabilizátoru	55
7	Vlastní konstrukční řešení	57
7.1	Stabilizátor	57
7.1.1	Zkrutná tyč	58
7.1.2	Rameno stabilizátoru	59
7.2	Vahadlo	61
7.3	Ramena zavěšení	64
7.3.1	Tahová a tlaková zkouška	65
7.4	Tažná a řídící tyč	66
8	Výsledný konstrukční návrh	67
9	Závěr	68
10	Seznam obrázků	70
11	Seznam tabulek	72
12	Seznam použité literatury	73
13	Seznam příloh	74
14	Použitý software	74

Seznam použitých značek

Značka	Veličina	Jednotka
l	Rozvor náprav	m
t_p	Rozchod předních kol	m
t_z	Rozchod zadních kol	m
m_c	Hmotnost celkem včetně řidiče	kg
h	Výška těžiště	m
m_p	Hmotnost na přední nápravě	kg
F'_z	Zatížení na jednom předním kole	N
g	Gravitační zrychlení	ms^{-2}
α	Odklon kola	deg
δ_0	Sbíhavost kola	deg
σ	Příklon rejdové osy	deg
τ	Záklon rejdové osy	deg
r_0	Poloměr rejdu kola	m

n_K	Závlek	m
S_p	Střed klopení přední části rámu	m
MR	Motion Ratio	-
Z_k	Zdvih kola	m
Z_t	Zdvih tlumiče	m
m_z	Hmotnost na zadní nápravě	kg
l_p	Podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy	m
l_z	Podélná vzdálenost těžiště od zadní nápravy	m
d	Průměr kola	m
S_z	Střed klopení zadní části rámu	m
m_p''	Neodpružená hmotnost na přední nápravě	kg
m_z''	Neodpružená hmotnost na zadní nápravě	kg
m'	Hmotnost odpružených částí vozidla	kg
h'	Výška těžiště odpružené části vozidla	m
h_p''	Výška těžiště neodpružené přední části vozidla	m
h_z''	Výška těžiště neodpružené zadní části vozidla	m
l'_p	Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od přední nápravy	m
l'_z	Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od zadní nápravy	m
h'_0	Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení	m
M_{kl}	Klopný moment vyvolaný odstředivou silou	Nm
v	Rychlost vozidla	ms^{-1}
R	Poloměr zatáčky	m
ψ	Maximální úhel naklopení rámu při průjezdu zatáčkou	deg
M_{np}	Klopný moment vyvolaný odstředivou silou přední nápravy	Nm
M_{nz}	Klopný moment vyvolaný odstředivou silou zadní nápravy	Nm
M	Celkový klopný moment vyvolaný odstředivou silou	Nm
f_p	Vlastní frekvence přední části rámu	Hz
f_z	Vlastní frekvence zadní části rámu	Hz
d_x	Maximální zpomalení	ms^{-2}
a_x	Maximální zrychlení	ms^{-2}
m'_p	Odpružená hmotnost na přední nápravě	kg
m'_z	Odpružená hmotnost na zadní nápravě	kg
k_p	Konstanta pružení na přední nápravě	Nm^{-1}
k_z	Konstanta pružení na zadní nápravě	Nm^{-1}
$i_{p/z}$	Koeficient brzdné síly	-

β	Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění předního kola s bodem působení brzděné síly	deg
anti-dive	Anti-dive	%
γ	Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění zadního kola s bodem působení brzděné síly	deg
anti-lift	Anti-lift	%
y_{pb}	Velikost poklesu přední části rámu při brždění	m
y_{zb}	Velikost nadzvednutí zadní části rámu při brždění	m
φ	Úhel předklonění při brždění	deg
δ	Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění zadního kola s bodem působení tažné síly	deg
anti-squad	Anti-squad	%
y_{pr}	Velikost nadzvednutí přední části rámu při rozjezdu	m
y_{zr}	Velikost snížení zadní části při rozjezdu	m
ρ	Úhel zaklonění při rozjezdu	deg
c_{pp}	Radiální tuhost pneumatiky	Nm ⁻¹
c_{cp}	Pružící konstanta na jednom předním kole	Nm ⁻¹
c_p	Tuhost přední pružiny	Nm ⁻¹
ω_n	Úhlová frekvence nápravy	s ⁻¹
f_n	Vlastní frekvence přední nápravy	Hz
MR_p	Motion Ratio přední	-
MR_z	Motion Ratio zadní	-
c_z	Tuhost zadních pružin	Nm ⁻¹
K_{pp}	Vratný moment vyvozený předními pružinami	Nmdeg ⁻¹
K_{zp}	Vratný moment vyvozený zadními pružinami	Nmdeg ⁻¹
K_{cp}	Celkový vratný moment vyvozený pružinami	Nmdeg ⁻¹
K_c	Celkový vratný moment	Nmdeg ⁻¹
a_y	Boční zrychlení	ms ⁻²
ε	Navržený úhel naklopení	deg
K_{pn}	Vratný moment přední nápravy	Nmdeg ⁻¹
K_{zn}	Vratný moment zadní nápravy	Nmdeg ⁻¹
K_{ps}	Vratný moment předního stabilizátoru	Nmdeg ⁻¹
K_{pz}	Vratný moment zadního stabilizátoru	Nmdeg ⁻¹
δ_s	Střední úhel natočení kol v rejdu	deg
F_B	Brzděná síla	N

r_d	Dynamický poloměr kola	m
r_2	Rameno, na kterém působí složka síly F_z	m
M_σ	Celkový vratný moment vlivem příklonu	Nm
$r_{K'}$	Rameno, na kterém působí vodorovné síly, vzhledem k ose rejdového čepu	m
$M_{r(y)}$	Vratný moment vlivem odstředivé síly	Nm
$M_{r(B)}$	Vratný moment vlivem podélných sil	Nm
α_s	Zkroucení stabilizátoru	deg
f	Převod stabilizátoru	-
c_{ps}	Tuhost předního stabilizátoru	Nmdeg ⁻¹
l_{ps}	Činná délka předního stabilizátoru	m
E	Modul pružnosti v tahu	Pa
ν	Poissonova konstanta	-
G	Modul pružnosti ve smyku	Pa
d_s	Průměr činné délky stabilizátoru	m
r_{s1}	Délka ramene stabilizátoru - základní nastavení	m
r_{s2}	Délka ramene stabilizátoru - měkké nastavení	m
F_{s1}	Síla na rameni stabilizátoru – základní nastavení	N
F_{s2}	Síla na rameni stabilizátoru – měkké nastavení	N

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zavěšení a odpružení pro vozidlo formulového typu určeného pro závody Formula SAE a Formula Student.

Zavěšení kola je způsob připojení kola k rámu. Umožňuje relativní svislý pohyb kola vůči rámu a zajišťuje vedení kola v podélném směru. Zavěšení také přenáší síly a momenty z kola na rám.

Odpružení minimalizuje přenos kmitů nápravy na rám, čímž chrání posádku před otřesy. Správně navržené odpružení zajišťuje stálý kontakt pneumatiky s vozovkou. Tlumiče pak slouží k utlumení kmitavého pohybu nápravy a rámu.

Cílem této práce je navrhnout přední nápravu pro závodní vůz Formula Student, splňující pravidla dané soutěže. Náprava musí mít vhodnou kinematiku a parametry geometrie řízení, jakožto i plně funkční odpružení.

V první kapitole diplomové práce se krátce zabývám rozbohem pravidel pro závody Formula SAE/Student. Jednotlivými disciplínami, ale hlavně pravidly týkající se zavěšení.

V druhé kapitole se dále zabývám geometrií lichoběžníkového zavěšení. Tento typ zavěšení byl zvolen díky jeho možnostem kinematického nastavení. Protože je jeho konstrukce velmi nízká a plochá, je to nejčastěji využívaný typ zavěšení pro formulové vozy. Na závěr kapitoly se ještě zajímám o řízení a geometrii řízených kol.

Další kapitola je věnována odpružení vozidla. Do odpružení můžeme zahrnout pružiny a tlumiče, které nám minimalizují přenos kmitů na rám. Dále můžeme zahrnout stabilizátory, které slouží k minimalizaci naklopení rámu, při působení odstředivé síly.

Zbytek práce je tvořen vlastním návrhem kinematiky zavěšení a její optimalizace v programu MSC Adams. Návrhem kinematiky odpružení. Výpočty, podle kterých jsem byl schopen zvolit vhodnou tuhost pružin a stabilizátoru a na závěr je pak vlastní konstrukční návrh jednotlivých dílů zavěšení a odpružení.

1 Shrnutí pravidel Formula SAE/Student

Formula SAE/Student je soutěž v konstrukci formulových vozů, pro studenty vysokých škol, pod hlavičkou SAE international. Studentské týmy po celém světě navrhují a konstruují závodní vozy, se kterými poté závodí na soutěžích. Cílem je navrhnout závodní vůz pro rekreačního jezdce, prezentovat fiktivnímu investorovi a poté připravit fiktivní malosériovou výrobu 1000 kusů. Pravidla soutěže se aktualizují v pravidelných dvouletých cyklech a jsou zaměřena především na bezpečnost a na prostředky pro objektivní hodnocení.



Obr. 1 Formula Student [8]

1.1 Sportovní disciplíny Formula SAE/Student

Soutěže FSAE, respektive Formula Student, se dělí na dvě části, po čtyřech disciplínách. Statické části se mohou zúčastnit všechny týmy, bez ohledu na funkčnost jejich vozu. K dynamickým disciplínám je tým připuštěn až po úspěšném splnění technické prohlídky. Soutěž Formula SAE/Student rozdělena na tři kategorie:

- Vozy se spalovacím motorem,
- Vozy s elektrickým pohonem,
- Autonomní vozy – bez řidiče

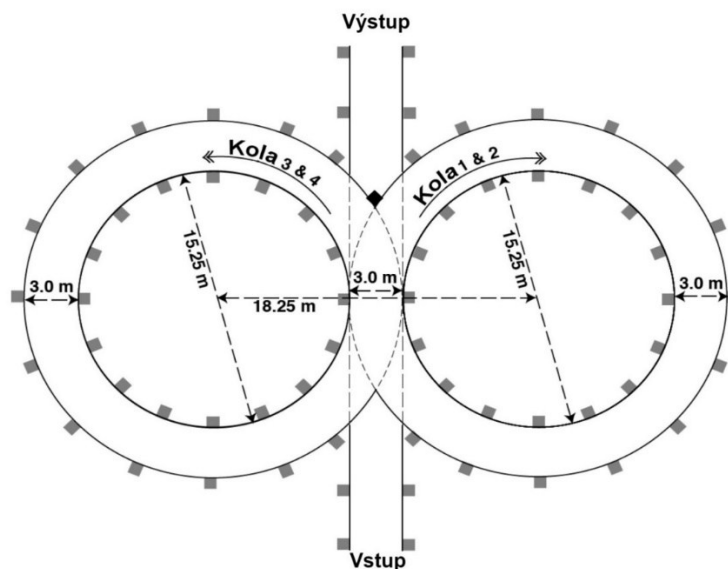
Celkové hodnocení záleží na pořadateli, zda kategorie vyhodnotí společně nebo každou zvlášť.

Statické disciplíny

- Technická inspekce – nehodnocená. Posouzení komisařů, zda vozidlo splňuje pravidla a je způsobilé pro účast v dynamických disciplínách.
- Náklady a výroba – 100 b. Analýza finančních nákladů a finanční udržitelnost
- Prezentace obchodního plánu – 75 b. Prezentace vozidla a služeb fiktivnímu investorovi
- Design – 150 b. Prezentace návrhu vozu a konstrukčních řešení hodnotící komisi, která se skládá ze špičkových konstruktérů a specialistů ve svém oboru.

Dynamické disciplíny

- Zrychlení – 75 b. Hodnotí se čas potřebný k ujetí dráhy dlouhé 75 metrů.
- Disciplína „Skid Pad“ – 50 b. Schopnost zatáčení, při konstantním poloměru zatáčky na dráze tvaru číslice 8.
- Autokros – 150 b. Hodnocení obratnosti a ovladatelnosti na krátkém okruhu. Disciplína kombinuje výkonost zrychlení, brzdění a zatáčení.
- Vytrvalostní závod – 300 b. A spotřeba paliva – 100 b. Závod dlouhý přibližně 22 kilometrů, kdy se zhodnotí celkový výkon vozu, otestuje spolehlivost a odolnost. Během závodu se vyhodnotí i efektivnost využití paliva. [7]



Obr. 2 Dráha pro disciplínu „Skid Pad“ [7]

1.2 Pravidla pro zavěšení a odpružení v soutěži SAE

- Minimální světlá výška jakékoliv části vozidla včetně jezdce a kromě kol, musí být minimálně 30 mm.
- Vůz musí být vybaven plně funkčním systémem předního i zadního odpružení s tlumiči, s možností propružení kola nejméně 50 mm se sedícím řidičem. Odskok 25 mm a propružení 25 mm.
- Všechny montážní body zavěšení musí být viditelné při technické inspekci. A to buď přímým pohledem, nebo po odstranění krytů.
- Vůz musí mít rozvor náprav nejméně 1525 mm. Rozvor se měří od středu kontaktu se zemí na předních a zadních pneumatikách s koly natočenými do přímého směru.
- Menší rozchod kol, nesmí být menší než 75% většího rozchodu.
- Rozchod a výška těžiště musí zajišťovat dostatečnou stabilitu proti převrácení. [7]

2 Kinematické uspořádání závěsů kol

Návrh systému zavěšení pro závodní vozidla vyžaduje technické znalosti z mnoha oborů. V této práci se zabývám pouze jednou z těchto disciplín – Kinematika zavěšení nebo geometrie zavěšení.

Jakékoliv konkrétní zavěšení musí být navrženo tak, aby pokrylo potřeby konkrétního vozidla. Neexistuje něco jako „Nejlepší zavěšení“.

2.1 Zavěšení kol

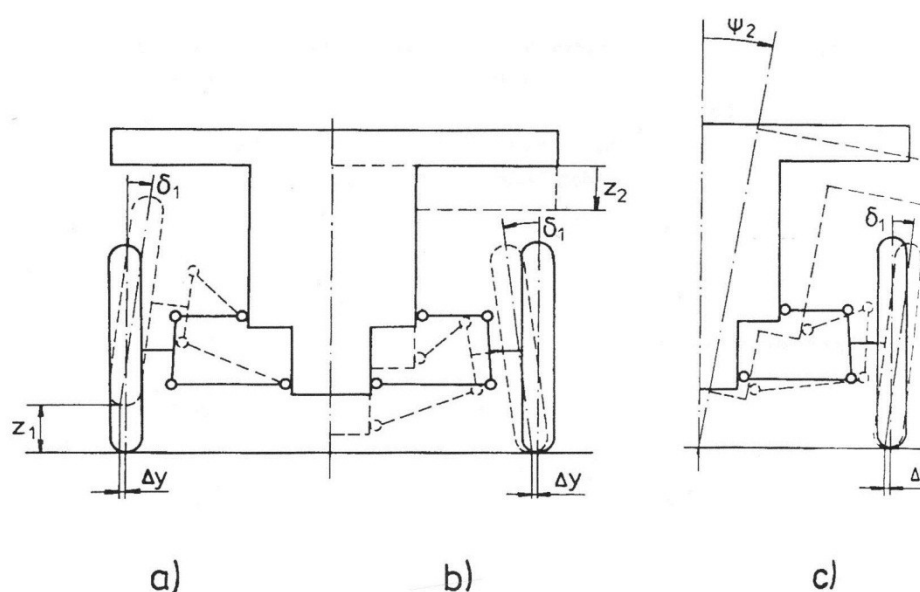
Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu vozidla. Umožňuje svislý pohyb kola vzhledem k rámu, potřebný z hlediska pružení. Dále slouží k vedení kola a přenosu svislých, podélných, příčných sil a momenty podélných sil.

Zavěšení kol je obvykle rozděleno na:

- Závislé zavěšení (tuhá náprava) – Kde jsou kola uložena na společném příčném nosníku (mostu nápravy). Kdy při svislém pružení jednoho kola dojde k pohybu druhého kola.
- Nezávislé zavěšení – Každé kolo je zavěšeno k rámu samostatně a nejsou tak na sebe vázány při jednostranném pružení. [1]

2.2 Lichoběžníková náprava

Druh nezávislého zavěšení kol, který je tvořen dvojicí příčných trojúhelníkových ramen. Koncové body ramen tvoří v průmětu do příčné svislé roviny lichoběžník. Při přejezdu nerovností dochází ke změně odklonu kol, bočnímu posunu kola a samořízení. Tyto kinematické změny veličin nastanou i při naklopení karosérie o úhel ψ . Jednou z výhod lichoběžníkové nápravy je, že polohou ramen lze určit jak výšku středu klopení, tak výšku středu klonění. Mezi další výhody se řadí lehkost zavěšení a tedy nízká hmotnost neodpružených částí. Dále může být lichoběžníková náprava velmi nízká (plochá v porovnání s nápravou Mc Pherson) a zabírá méně místa než tuhá náprava. [1]

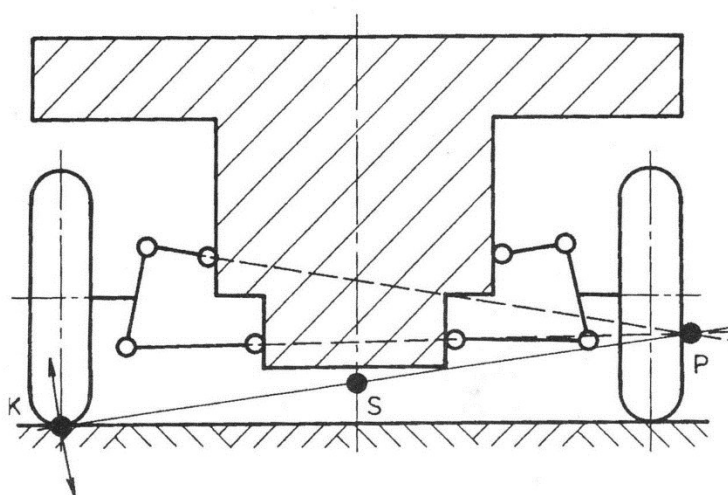


Obr. 3 Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy:

a) propružení kola; b) propružení karoserie; c) klopení karoserie a kola [2]

2.3 Středů klopení

Každý pohyb tělesa lze chápat jako otáčení kolem určitého bodu, pólu (středu) otáčení, který leží na průsečíku dvou normál dráhy. Pro lichoběžníkovou nápravu nám k tomu poslouží prodloužené osy ramen zavěšení. Poloha středů klopení kol je tedy dána vzájemným sklonem příčných ramen. Poloha středů klopení rámu S pak leží na spojnici bodu styku kola s vozovkou a středem klopení kola P a předpokládáme, že leží v ose symetrie vozidla. Konstrukce středu klopení je popsána v [1].



Obr. 4 Poloha středu klopení kola P a středu klopení karoserie S [2]

Jestliže leží okamžitý střed klopení kola P daleko od kola, pak při propružení vznikají jen malé změny odklonu a rozchodu. Změna odklonu kola se udává natočením kola kolem pólu P . Pro malé výchylky se změna rozchodu určuje opsáním kružnice kolem o poloměru z bodu P .

Pokud by byly ramena v rovnoběžné poloze, pak by byl střed klopení kol P v nekonečnu a střed klopení rámu S by ležel na vozovce. V takovém případě by se, při malých pohybech kola kolem výchozí polohy, neměnil odklon kol a rozchod by se změnil jen nepatrně. Neplatí to v případech, kdy ramena, při větším propružení, nezůstanou v rovnoběžné poloze (různě dlouhá ramena), nebo dojde-li k naklopení rámu.

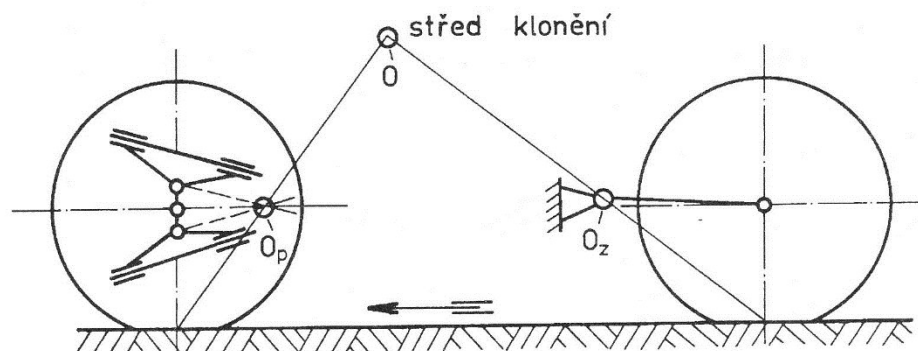
Pro dané vozidlo se tedy může určit střed klopení pro přední nápravu SK_p a pro zadní nápravu SK_z . Předpokládáme-li tuhý rám, pak se klopení děje kole osy procházející oběma body. Nazýváme jí osou klopení. Svislá vzdálenost těžiště rámu (odpružené části vozidla) od osy klopení určuje rameno, na kterém působí odstředivá síla tzv. klopný moment rámu. Nápravy působí proti naklápění rámu stejně velkým momentem opačného smyslu tzv. vratný moment. [1]

2.4 Střed klonění

Protože těžiště motorových vozidel leží v určité výšce nad rovinou vozovky, setrvačná síla, během zrychlování a brždění, vytváří klopý moment k příčné ose vozidla. Tento moment zapříčiní naklápění vozidla na pružinách a současně i změnu svislého zatížení kol.

Podélné naklápění má nepříznivý vliv na stabilitu jízdy. Dochází při něm ke změně postavení rejdových čepů i kol. Zavěšení lze konstrukčně uspořádat tak, aby bylo naklápění částečně potlačeno – „anti-dive“.

Okamžitý střed klonění kola je myšlený bod, kolem kterého se kolo otáčí při svém propružení v podélné rovině. Střed klonění nápravy leží v rovině procházející bodem dotyku pneumatiky a vozovky a je rovnoběžná s podélnou rovinou symetrie vozidla. Jeho poloha závisí na druhu zavěšení.



Obr. 5 Určení okamžitých středů klonění náprav O_p a O_z a středu klonění karoserie O [2]

Aby při rozjezdu nedocházelo k zaklánění (při brždění k předklánění), musí ležet střed klonění rámu ve výšce těžiště vozidla. Při rozjezdu/brždění pak setrvačná síla nevytváří žádný moment vzhledem ke středu klonění rámu a nedojde k zaklonění. [6]

- Anti-dive: Geometrie předního zavěšení zmenšuje pokles přední části při brždění.
- Anti-lift: Geometrie předního zavěšení zmenšuje nadzvednutí přední části během akceleraace. Pouze u vozidel s pohonem předních kol.
- Anti-Squat: Geometrie zadního zavěšení zmenšuje pokles zadní části během akceleraace. Pouze u vozidel s pohonem zadních kol.
- Anti-lift: Geometrie zadního zavěšení snižuje nadzvednutí zadní části při brždění.

3 Řízení

Řízení slouží k udržování nebo ke změně směru jízdy vozidla. Motorová vozidla jsou obvykle řízena natáčením předních kol kolem rejdového čepu, respektive osy řízení.

Požadavky na řízení:

- Snadné, rychlé a bezpečné. Mechanismus a geometrie řízení musí být provedeny tak, aby nevznikaly kmity a rázy v řízení.
- Řízená kola se po projetí zatáčky musí samovolně vrátit do přímého směru.
- Řídící ústrojí nesmí mít větší vůle. Pravidla dovolují vůli 15°

3.1 Geometrie řízených kol

Aby se kola vozidla při zatáčení i při přímé jízdě odvalovala a řízení bylo přesné, lehké a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny, označované jako „geometrie zavěšení kol“. [1]

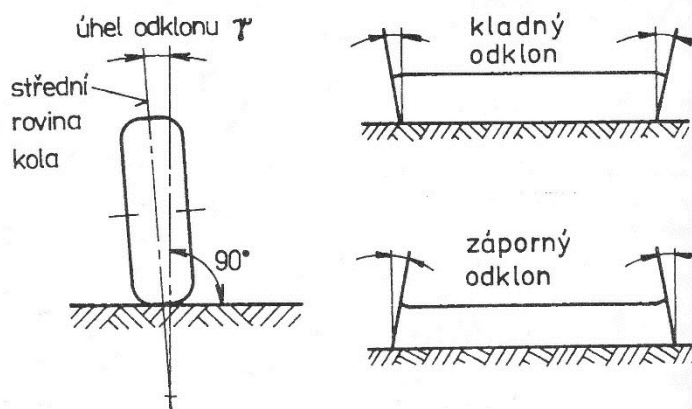
3.1.1 Odklon kol

Úhel odklonu kola γ je podle ČSN 30 0034 sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Je uvažován kladně, jestliže se kolo naklání vrchem vně vozidla a záporně, jestliže se naklání dovnitř.

Vlivem kladného odklonu, vytvoří kolo ve styku s vozovkou kuželovou plochu a má snahu se odvalovat po kružnici. To znamená, že se kola odvalují směrem od sebe, tím se může snížit sklon ke kmitání kol, ale dochází k prokluzu kola po vozovce a zvětšuje se opotřebení pneumatik.

Při propružení by nemělo docházet ke změně úhlu odklonu, nebo by tato změna měla být co nejmenší, neboť vlivem změny odklonu, vzniká boční síla ve stopě pneumatiky. To má za následek zvýšení namáhání zavěšení kola a rámu. Také vzniká, vlivem setrvačnosti, moment, který prostřednictvím zavěšení bočně naklápí rám.

Při zatáčení vozidla se rám naklápí směrem na vnější stranu zatáčky. Z důvodů jízdní stability při zatáčení by měla změna odklonu kola vyrovnávat naklopení rámu, aby kolo zůstalo na vozovce v přibližně kolmém směru. U sportovních vozidel, kde není opotřebení pneumatik tak důležité, mají kola záporný odklon zpravidla již v nezatíženém stavu. [1]



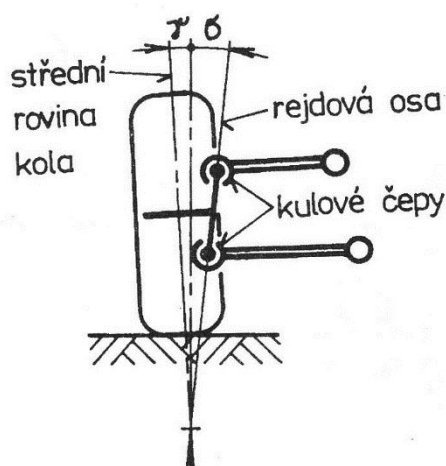
Obr. 6 Úhel odklonu kola [2]

3.1.2 Příklon rejdové osy

Příklon rejdové osy σ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla.

U lichoběžníkové nápravy je rejdová osa dána spojnici středů horního a spodního kulového čepu.

Příklon slouží k samočinnému vracení kol do přímého směru. Při natočení řízených kol dochází, vlivem příklonu, k jejich zvedání. Tomu potřebná síla musí být vynaložena natáčením volantů. Zatížení přední nápravy pak tlačí přední kola do přímé polohy, a to účinkem vratného momentu. [1]

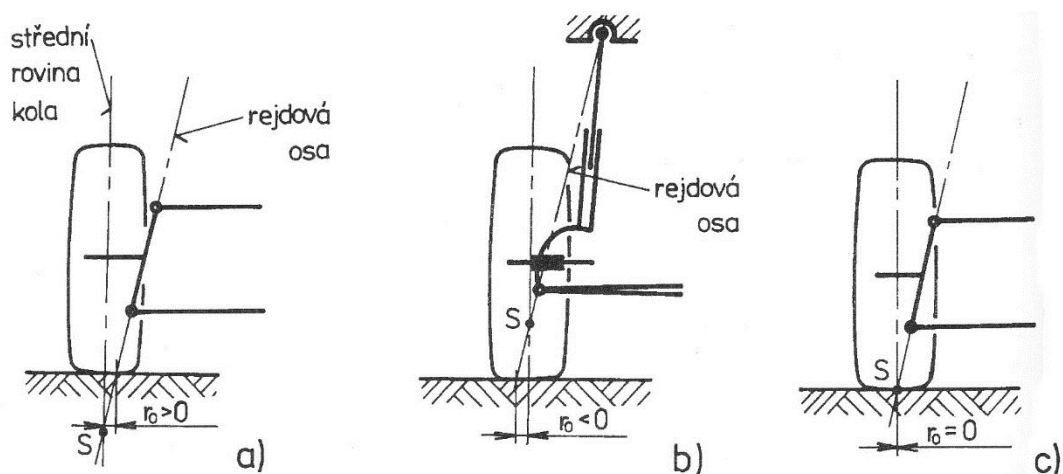


Obr. 7 Příklon rejdové osy lichoběžníkové nápravy [2]

3.1.3 Poloměr rejdu

Poloměr rejdu r_0 je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Leží-li průsečík vně střední roviny kola, je poloměr rejdu záporný.

Při brzdění působí brzdná síla na rameni r_1 a natáčí kolo kolem rejdové osy. Kola jsou vzadu stlačována k sobě, díky čemuž je zmenšována vůle v řízení a potlačen neklid řízení. Kladný poloměr by ale neměl být příliš velký, neboť při rozdílných jízdních odporech (rozdílném brzdění) na levém a pravém kole, jsou kola vychylována a řidič musí korigovat směr jízdy. [1]

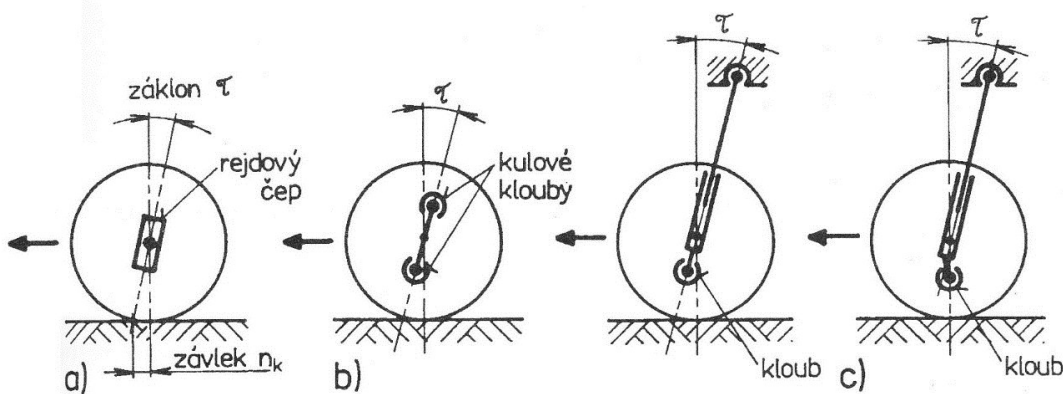


Obr. 8 Poloměr rejdů: a) kladný; b) záporný; c) nulový [2]

3.1.4 Zákion rejdové osy a závlek

Zákion rejdové osy τ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Závlek n_k je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla.

Účinek závleku na vracení kola do přímého směru je znám z konstrukce koleček kancelářské židle. Kolečko je vlivem závleku vlečeno, nikoliv tlačeno. Aby u automobilů byla poloha předních kol stabilní, může se posunout rejdová směrem dopředu. Tím se bod dotyku kola s vozovkou dostane za rejdovou osu a kolo je vlečeno. Stejného účinku se dosáhne i použitím zákionu. [1]

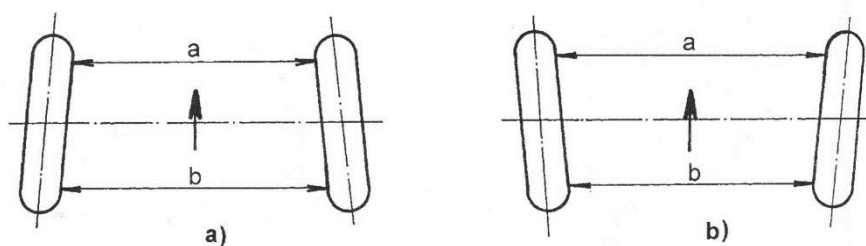


Obr. 9 Zákion rejdové osy: a) tuhá náprava s rejdovým čepem; b) lichoběžníková náprava; c) náprava McPherson [2]

3.1.5 Sbíhavost

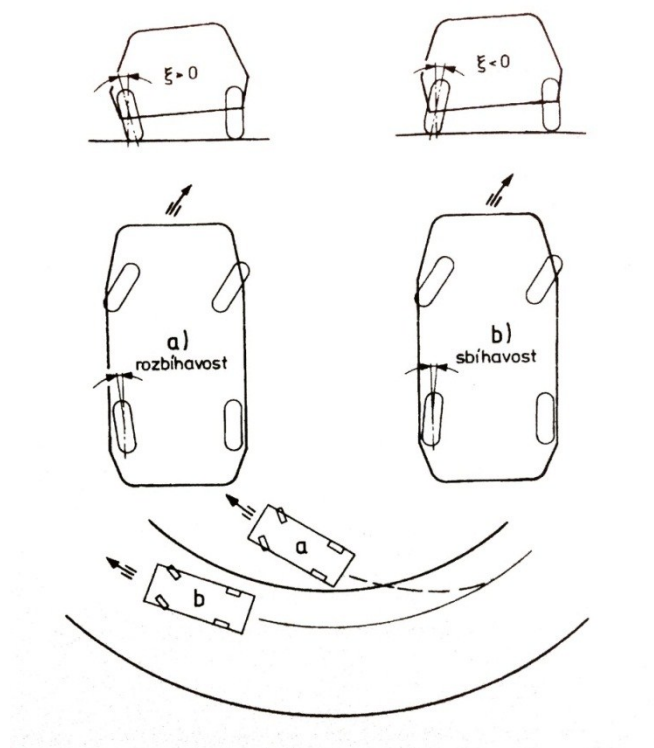
Úhel sbíhavosti δ_o je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Kolo označujeme jako sbíhavé, jestliže přední část kola je přikloněna k podélné ose vozidla. V opačném případě je kolo rozbíhavé.

Účelem sbíhavosti předních kol je, aby se kola při přímé jízdě odvalovala paralelně. Díky tomu vzniknou na předních kolech malé boční síly, které se snaží natáčet kola do přímého směru. [1]



Obr. 10 a) sbíhavost; b) rozbíhavost [2]

Záporný odklon, který při přímé jízdě stabilizuje vozidlo, vede při zatáčení k přetáčivosti. Z hlediska stability je tedy žádoucí, aby na zadních kolech byla sbíhavost. Účinek odklonu kol a sbíhavosti je znázorněn na obrázku. [1]



Obr. 11 Vliv odklonu kola a sbíhavosti kol na chování vozidla v zatáčce: a) přetáčivost b) mírná nedotáčivost [4]

4 Odpružení

Odpružením se zmenšuje přenos kmitů nápravy vozidla na karosérii. Chrání tak posádku před nežádoucími otřesy. Zvyšuje také životnost některých dílů podvozku a hlavně zajišťuje stálý styk pneumatiky s vozovkou. Tím je zajištěn přenos obvodových sil. Vozidlové tlumiče tlumí kmitavý pohyb náprav a podvozku. [2]

4.1 Vinuté pružiny

Vinuté pružiny se používají zejména u osobních automobilů. Hlavními výhodami jsou malá hmotnost, jednoduché uložení, žádné suché tření a bezúdržbovost. Mezi nevýhody můžeme zařadit fakt, že nemohou vést nápravu kola a nemají žádné vlastní tlumení.

Tuhost tlačné válcové pružiny je přímo úměrná čtvrté mocnině průměru drátu pružiny a nepřímo úměrná počtu činných závitů a třetí mocnině průměru pružiny. Deformační charakteristika je lineární. [2]

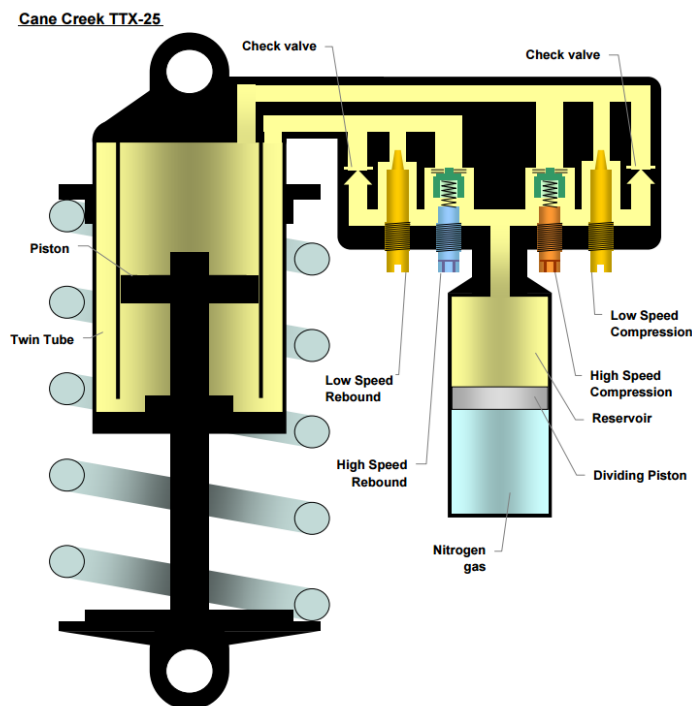
4.2 Tlumiče

Vozidlové tlumiče musí tlumit nárazy, které vznikají nerovnostmi vozovky a nesmí je přenášet na karosérii. Také musí udržovat v co nejmenší míře kmitání neodpružených částí. Tím se dosáhne, pokud možno nepřerušený styk kol s vozovkou. [2]

Úlohou tlumiče v pružící soustavě je odebrat mechanickou energii a změnit ji na jinou formu energie, obvykle teplo. U hydraulických tlumičů je kinetická energie mařena hydraulickým odporem při průtoku ventily.

V současnosti se používají výhradně teleskopické tlumiče. Ty můžeme rozdělit na:

- Jednoplášťové tlumiče
- Dvoupplášťové tlumiče



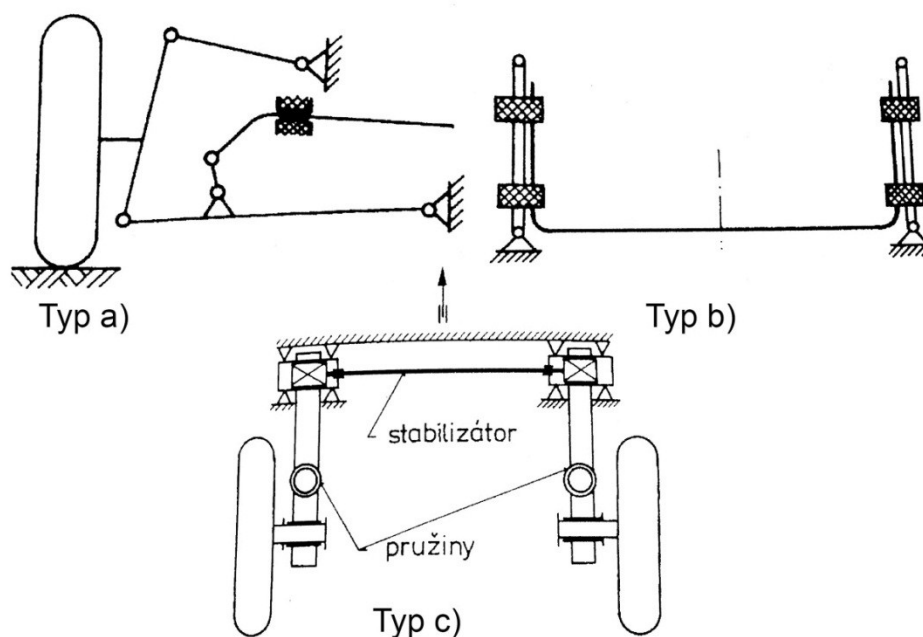
Obr. 12 Schéma dvoupášťového tlumiče [10]

4.3 Příčné stabilizátory

Příčné stabilizátory slouží ke stabilizaci vozidla v příčném směru. Při průjezdu zatáčkou zmenšují klopení rámu směrem k vnější straně zatáčky. Obvykle se jedná o torzní tyče s průměrem od 10 mm. Pokud se, po najetí na překážku, kola vykyvnou stejně, natočí se oba konce stabilizátoru také stejně a jeho účinek se neprojeví. Pokud na překážku najede jen jedno kolo, natočí se jeden konec stabilizátoru, čímž se zkroutí střední část tyče. Při naklopení v zatáčce nedochází ke svislému posuvu kol, natáčí se oba konce stabilizátoru proti sobě. Obě strany jsou tak namáhány na ohyb a krut v různých směrech. Při zatáčení tedy působí stabilizátor dvakrát silněji. [2]

Můžeme najít tři konstrukční provedení:

- Stabilizátor je otočně uložen na rámu napříč vozidlem. S výkyvnými rameny je spojen pomocí táhel a kloubů.
- Stabilizátor je spojen pryžovými bloky s podélnými rameny
- Stabilizátor je tvořen jednoduchou torzní tyčí uloženou v podélných ramenech



Obr. 13 Konstrukční uspořádání příčných stabilizátorů [2]

5 Vlastní návrh kinematického uspořádání

Při návrhu každého závodního vozu se vychází ze zvolených pneumatik. Znalost pneumatik je klíčová pro správné nastavení podvozku tak, abychom zajistili patřičnou stabilitu v zatáčkách a na rovných úsecích při vysoké rychlosti. Také při prudkém brzdění musí mít vozidlo maximální přilnavost. Důležitými parametry, jsou především kinematika zavěšení, geometrie řízení, odpružení a tlumení kol. Vhodné nastavení kinematiky přispívá k vyšší stabilitě a zajišťuje, aby nedocházelo k velkým změnám podélné a příčné únosnosti pneumatik během zdvihu kol.

5.1 Základní koncepce vozu

Základní koncepce vozu byla zvolena na základě zkušeností se stavbou předchozích dvou modelů a také zkušeností ostatních týmů, se kterými jsme se potkali na závodech. Při volbě koncepce jsme museli dbát na dodržení pravidel.

Pravidla pro rok 2017/18 nám říkají:

- Minimální světlá výška jakékoliv části vozidla, musí být minimálně 30 mm.

- Vůz musí být vybaven plně funkčním systémem předního i zadního odpružení s tlumiči, s možností propružení nejméně 50 mm.
- Vůz musí mít rozvor náprav nejméně 1525 mm.
- Rozchod a výška těžiště musí zajišťovat dostatečnou stabilitu proti převrácení.
- Menší rozchod kol nesmí být menší než 75% většího rozchodu.

Tab. 1 Základní koncepce vozu

Název parametru	Hodnota	Jednotka
Rozvor náprav l:	1,6	m
Rozchod předních kol t_p :	1,23	m
Rozchod zadních kol t_z :	1,19	m
Celková hmotnost (s řidičem) m_c :	300	kg
Výška těžiště h:	0,28	m
Podíl hmotnosti na přední nápravě:	45	%
Zdvih kola:	52	mm

5.2 Pneumatiky

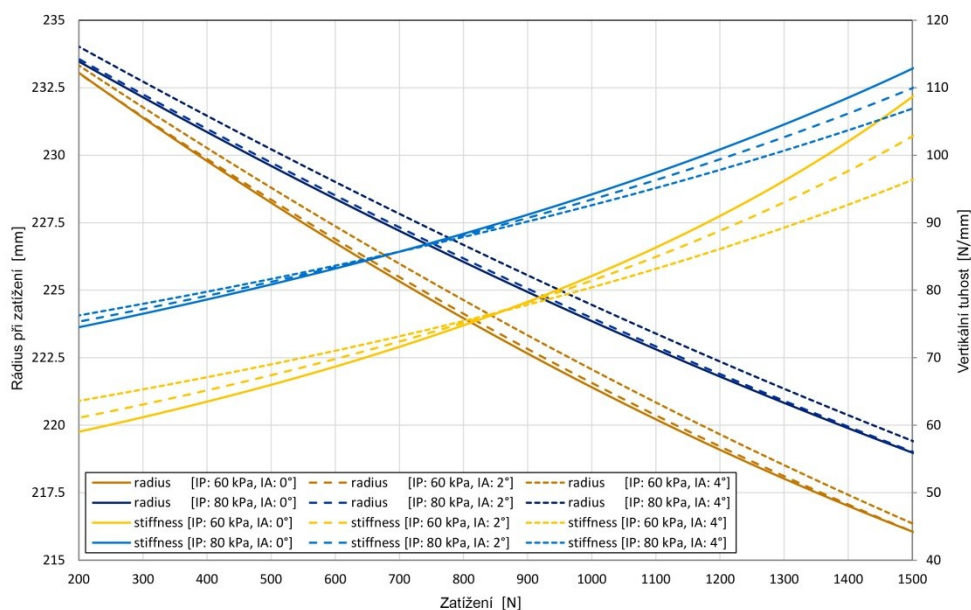
Pro navrhované vozidlo jsme zvolili pneumatiky Continental C16 s úzkým profilem. Tyto pneumatiky vyrábí společnost Continental speciálně pro soutěž Formula Student. Jejich nespornou výhodou je nižší hmotnost oproti pneumatikám Hoosier, které byly použity na předchozích prototypch. Nižší hmotnost znamená menší namáhání tlumičů a taky těhlic a ramen při působení podélných sil. Použití 13-ti palcových ráfků zároveň zajišťuje dostatečné chlazení pro brzdy.

Další velký rozdíl oproti pneumatikám Hoosier je typ konstrukce. Pneumatiky Continental jsou radiální. To sice znamená větší deformaci v příčném směru, ale tato nevýhoda je kompenzovaná nízkým profilem.

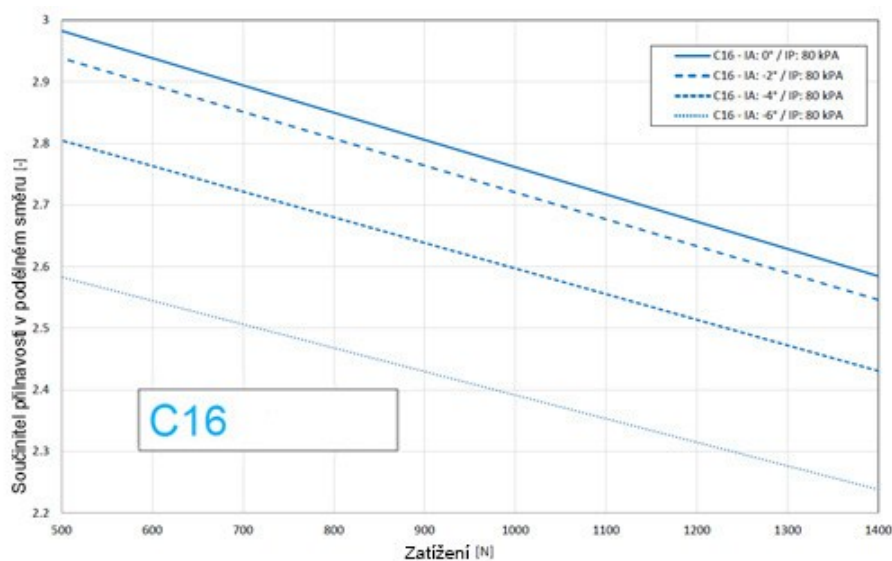
Tab. 2 Fyzikální vlastnosti pneumatik Continental C16

	C16 do suchých podmínek	C16 do mokrých podmínek
Vnější průměr:	470,5 (mm)	470,5 (mm)
Celková šířka:	203,4 (mm)	203,4 (mm)
Hmotnost:	3,75 (kg)	3,8 (kg)
Doporučený ráfek:	7J x 13	7J x 13

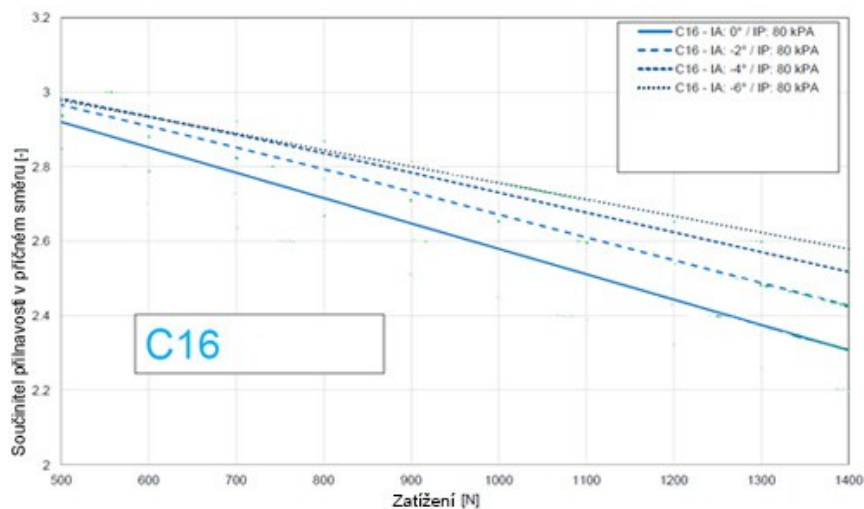
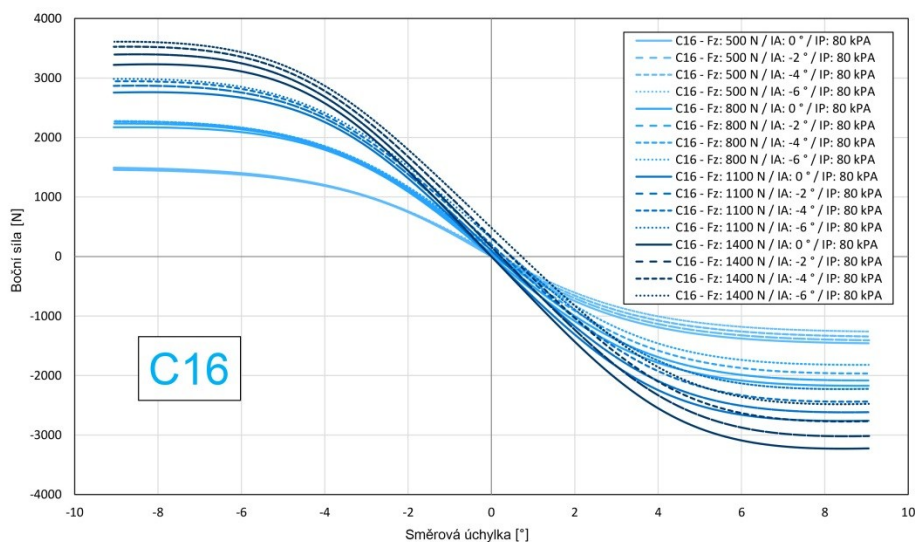
Z následujících grafů můžeme vyčíst důležité parametry pneumatik v závislosti na nastaveném odklonu a tlaku pneumatik.



Obr. 14 Graf závislosti tuhosti a rádiusu pneumatiky na zatížení [11]



Obr. 15 Graf závislosti μ_x na zatížení [11]

Obr. 16 Graf závislosti μ_y na zatížení [11]

Obr. 17 Graf závislosti boční síly na směrové úchylce [11]

5.2.1 Statické zatížení přední pneumatiky

Rozdělení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou je 45:55. Platí tedy přímá úměra.

Hmotnost na přední nápravě:

$$m_p = \frac{45 \cdot m_c}{100} = \frac{45 \cdot 300}{100} = 135 \text{ (kg)} \quad (01)$$

kde:

m_p – Hmotnost na přední nápravě (kg)

m_c – Celková hmotnost včetně řidiče (kg)

g – Gravitační zrychlení (ms^{-2})

Zatížení na jednom předním kole:

$$F_z' = \frac{m_p \cdot g}{2} = \frac{135 \cdot 9,81}{2} = 662,18 \text{ (N)} \quad (02)$$

kde:

F_z' - Zatížení na jednom předním kole (N)

5.2.2 Parametry pneumatiky

Tedy když známe zatížení na kole, můžeme určit parametry pneumatiky. Hodnoty jsou pro různé nastavení tlaku a odklonu kola.

Tab. 3 Vlastnosti pneumatik v závislosti na odklonu a plnicím tlaku

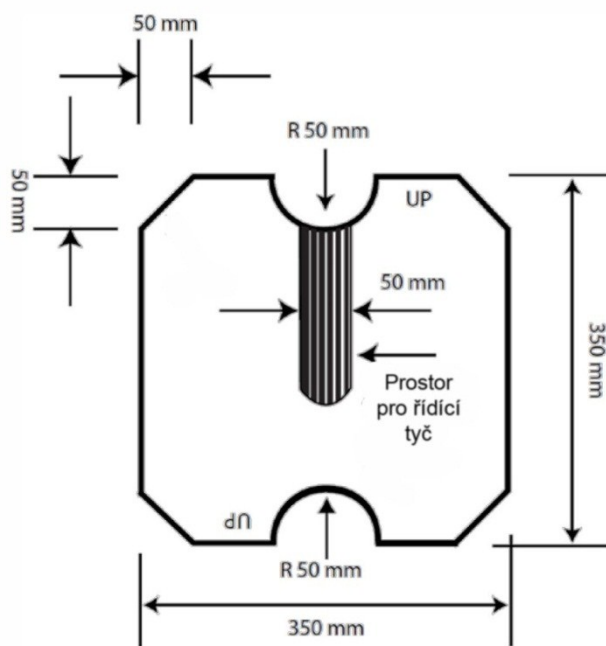
Tlak (kpa) Odklon (°)	60 0	80 0	60 -2	80 -2	60 -4	80 -4
Rádus (m)	0,226	0,2277	0,226	0,2275	0,2265	0,2285
Tuhost (N/m)	71 000	85 000	72 000	85 200	73 000	85 300
μ_x (-)	-	2,91	-	2,88	-	2,74
μ_y (-)	-	2,8	-	2,9	-	2,93

5.3 Návrh bodů uchycení ramen zavěšení a přední části rámu

Návrh rámu musí odpovídat požadavkům zavěšení, proto je nutné provádět návrh společně. Body uchycení tedy nemůžeme umístit kdekoliv, protože musíme splňovat pravidla kladené na rám. Klíčové také je, aby body zavěšení vedly do takzvaných uzlů na rámu. Tedy do míst kde se schází více trubek, čímž zamezíme namáhání na ohyb jednotlivých trubek. Návrh rámu je také omezen šablonou, která se do něj musí vlézt a tím zajistit pilotovi dostatek prostoru pro nohy.

Základní požadavky na rám:

- Místa uchycení ramen musí být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k deformacím.
- Do rámu se musí vlézt šablona podle pravidel obr. 18
- Na rám musí být vhodně uložena převodka řízení v určité poloze



Obr. 18 Šablona bezpečnostního prostoru v kokpitu [7]

Základní požadavky na polohu ramen:

- Zmenšení odklonu kola při brzdění
- Zmenšení odklonu vnějšího kola při průjezdu zatáčkou
- Minimální změny sbíhavosti při propružení
- Minimální změny rozchodu kol při propružení

Poloha bodů připojení ramen na těhlici

Poloha těchto bodů vychází z použitých ráfků kol, aby při pohybu a natáčení kol nedošlo ke kolizi s rameny nebo řídícími tyčemi.

Základní požadavky:

- Přizpůsobení pro ráfky O.Z. FSAE Mg 7x13. Výkres ráfků je v příloze.
- Vzdálenost horního a spodního bodu je co největší. Tím se snižuje velikost vznikajících momentů.
- Příklon rejdové osy se musí zvolit tak, aby se zmenšovala velikost momentu od obvodové síly na kole. Ten je závislý na velikosti poloměru rejdu r_o .

V následující tabulce č. 4 můžeme vidět zvolené hodnoty geometrie řízení.

Tab. 4 Geometrie řízení přední nápravy

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Odklon	α	-2	deg
Sbíhavost	δ_0	0,3	deg
Příklon	σ	10	deg
Záklon	τ	6	deg
Poloměr rejdu	r_0	-0,027	m
Závlek	n_K	0,025	m

5.3.1 Střed klopení rámu

Výška středu klopení rámu byla konzultována se členy týmu, kteří navrhovali zavěšení na předchozích modelech. Rozhodli jsme se pro 60 mm na přední nápravě a 70 mm na zadní nápravě.

Tyto body nám určí osu klopení, kolem níž se rám naklápí při působení odstředivé síly. Čím menší je vzdálenost od těžiště po osu klopení tím menší moment nám na rám působí. Pokud by ovšem byla výška středu klopení příliš vysoká, došlo by k takzvanému „jacking“ efektu. To znamená, že při působení odstředivé síly, vznikají v zavěšení síly, které se snaží auto otočit kolem vnějšího kontaktního bodu pneumatiky s vozovkou. Pokud by ovšem střed klopení byl příliš nízko, například pod vozovkou, mohl by se rám natočit natolik, že by došlo k jeho kontaktu s vozovkou.



Obr. 19 Jacking efekt na voze Formula Student [12]

5.3.2 Střed klonění rámu

Podélné síly působící na vozidlo, při zrychlení a zpomalení, vytváří moment klonění. Ten je daný vzdáleností od těžiště po střed klonění rámu ve svislém směru a velikostí podélné síly. Moment klonění vyvolá změnu zatížení náprav. Velikost naklonění rámu závisí na tom, jak velkou část z této změny zatížení přenáší odpružení a kolik zavěšení. Této vlastnosti zavěšení se říká „anti-features“. Pro přední nápravu to jsou anti-dive. Tedy pokles přední části vozu při brzdění. A anti-lift. Nadzvednutí přední části vozu při rozjezdu.

Z konstrukce středu klonění víme, že jeho poloha je závislá na vzájemném sklonu ramen v podélném směru.

Protože však máme vozidlo s velmi nízkou polohou těžiště, rozhodli jsme se tyto „anti-features“ nevyužít. Ramena zavěšení tedy budou v podélném směru rovnoběžná.

5.3.3 Stanovení předběžné polohy bodů

Každý bod zavěšení bude popsán souřadnicemi ve směru x, y a z. Nejprve si však musíme zvolit vhodný počátek souřadnicového systému.

Počátek souřadnicového systému:

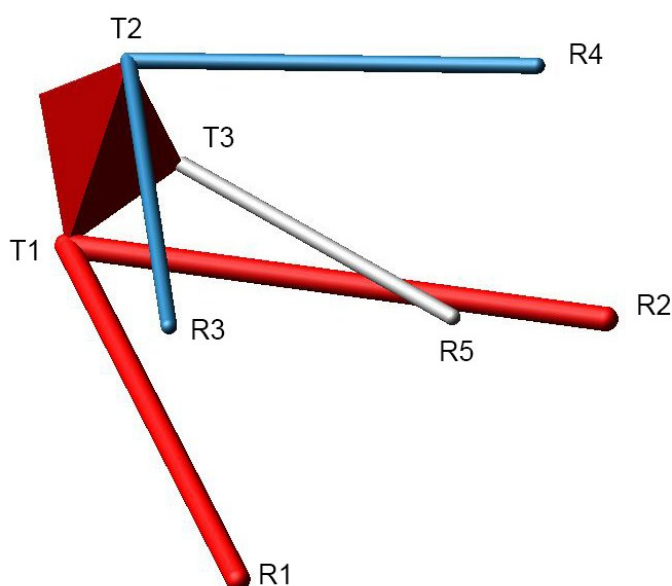
Při návrhu kinematiky zavěšení jsem měl k dispozici software MSC Adams/Car. Tento software pracuje s nastaveným počátkem souřadnicového systému v ose vozidla. Na úrovni vozovky a v ose předních kol. Tento souřadnicový systém jsem si osvojil a používal i při konstrukčním návrhu v programu Autodesk Inventor.

Označení kinematických bodů:

Body uchycení ramen k rámu jsou označeny písmenem R a příslušně očíslovány. Body uchycení ramen k těhlici jsou označeny písmenem T a příslušným číslem. Hodnoty odpovídají statické poloze s řidičem a světlou výškou 31 milimetrů v nejnižším bodě.

Tab. 5 Souřadnice bodů přední nápravy

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
R1	-200	200	140
R2	200	200	140
R3	-200	250	360
R4	200	250	360
R5	80	250	180
T1	-15	580	100
T2	10	540	320
T3	80	550	150



Obr. 20 Kinematické body zavěšení

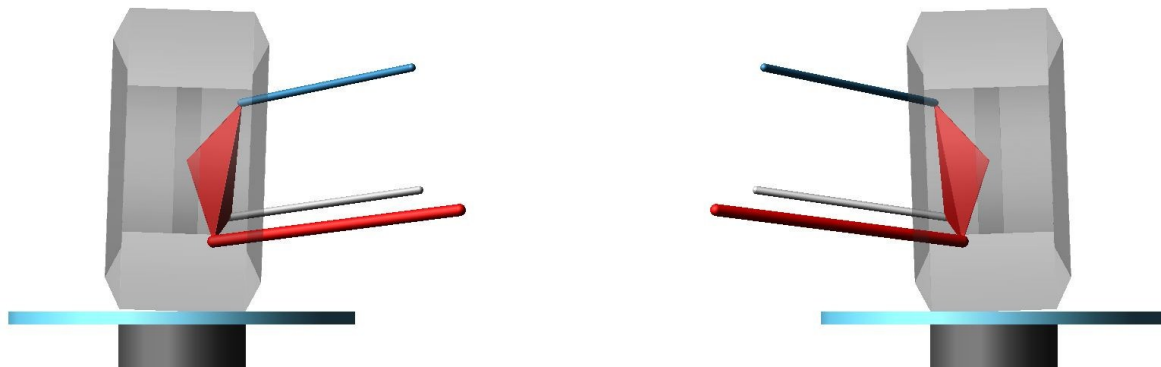
5.3.4 Rozbor a optimalizace kinematiky zavěšení

Předběžný návrh byl vytvořen tak, aby byly splněny požadavky na výšku středu klopení a potřebnou geometrii řízení. Abychom však zjistili, jak se tyto hodnoty mění při svislém pohybu kola, musel být proveden kinematický rozbor v programu MSC Adams.

Stavba modelu nápravy v programu MSC Adams

K vytvoření modelu jsem použil Adams/Car. Nástavba „Car“ mi hodně usnadnila práci, protože má v sobě obsaženo velké množství přednastavených simulací, které mi daly potřebné výsledky.

Při tvorbě jsem upravil souřadnice bodů, podle tabulky 5, upravil nastavení odklonu a sbíhavosti, průměr kol a jejich středovou pozici. Dále jsem nastavil parametry celého vozu, jako je hmotnost a její rozložení mezi nápravy, výška těžiště, rozvor apod. Výsledný model můžeme vidět na obrázku 21.

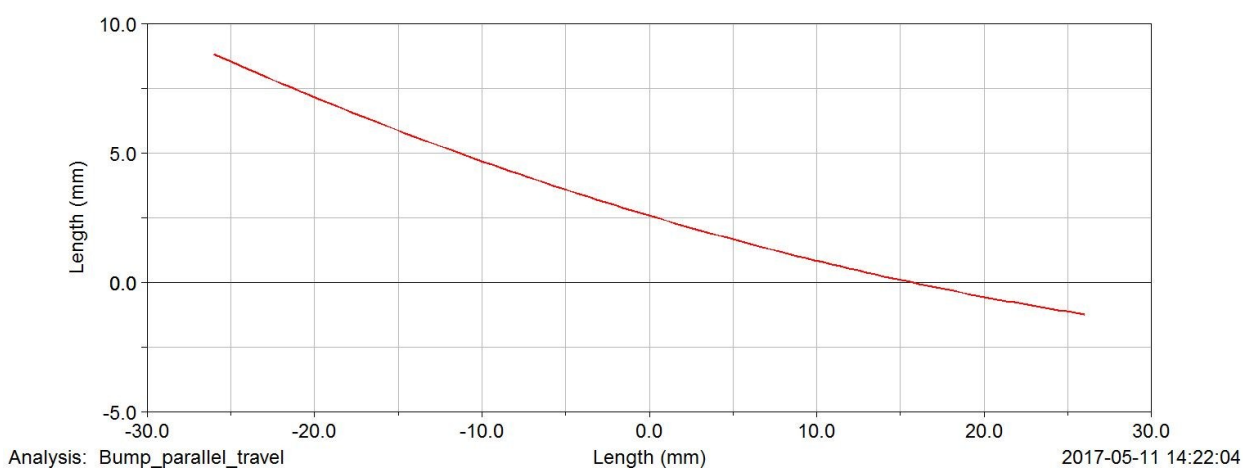


Obr. 21 Model přední nápravy v MSC Adams

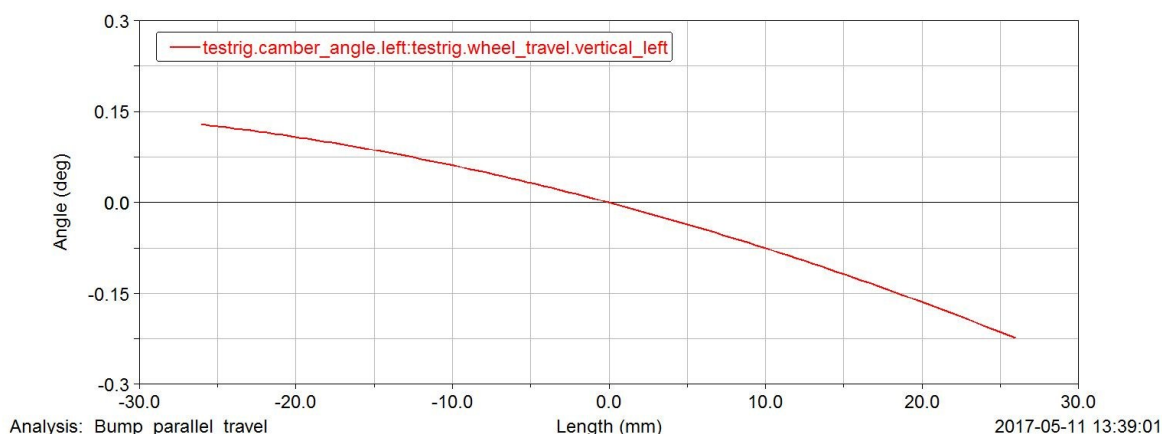
Kinematický rozbor

Během vertikálního pohybu kola dochází ke změně rozchodu, odklonu a sbíhavosti kol. Aby tyto změny byly co nejmenší, případně měly požadovaný průběh, musíme pozice kinematických bodů zavěšení optimalizovat.

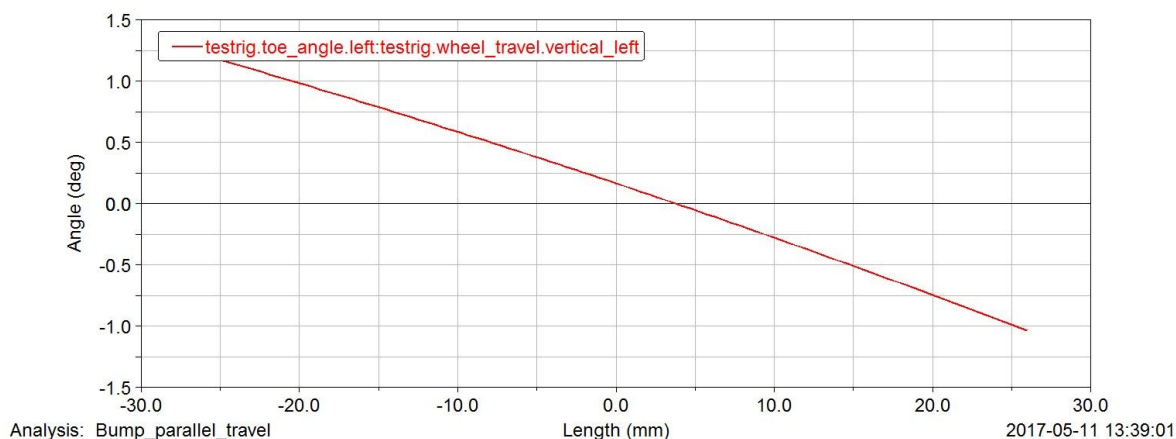
Grafy změny rozchodu, odklonu a sbíhavosti, v závislosti na posunu kola v rozsahu od -26 mm po 26 mm, můžeme vidět na následujících obrázcích.



Obr. 22 Změna poloviny rozchodu kola před optimalizací



Obr. 23 Změna odklonu kola před optimalizací



Obr. 24 Změna sbíhavosti kola před optimalizací

Dále byla provedena simulace kinematických změn při naklonění karosérie o $1,2^\circ$. Tato hodnota byla navržena po konzultaci s týmem.

Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulkách 6 a 7

Tab. 6 Kinematické změny při posunu kola před optimalizací

	Stlačení	Statická poloha	Odskok
Posun kola	26 (mm)	0 (mm)	-26 (mm)
Polovina rozchodu (mm)	2,72	0	-4,39
Odklon (deg)	-2,2	-2	-1,91
Sbíhavost (deg)	0,83	0,3	-0,02

Tab. 7 Kinematické změny při náklonu karoserie před optimalizací

	Levá	Statická poloha	Pravá
Náklon karosérie	-1,2 (deg)	0 (deg)	1,2 (deg)
Polovina rozchodu (mm)	-0,14	0	0,1
Odklon (deg)	-0,89	-2	-3,14
Sbíhavost (deg)	0,12	0,3	0,53

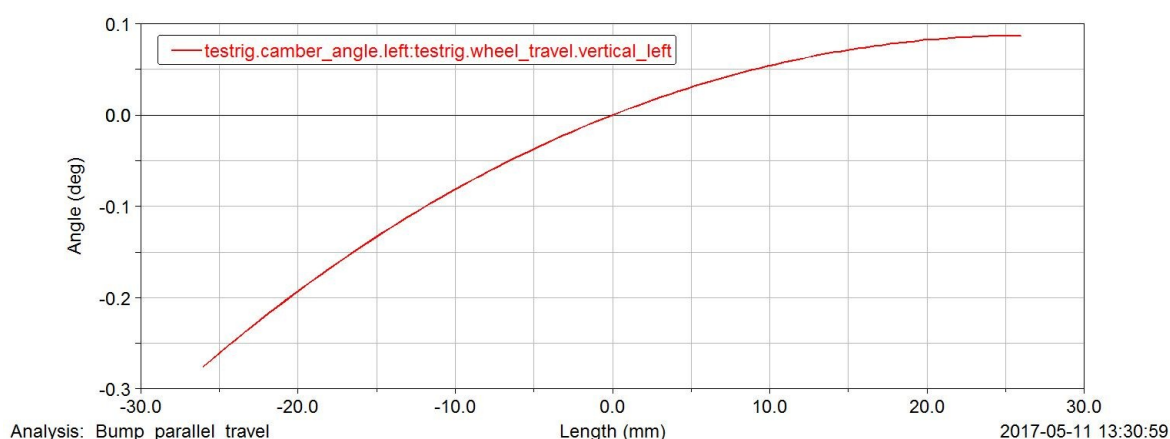
Z grafů a tabulek je patrné, že dochází k velké změně rozchodu při propružení. To by v praxi znamenalo, že je kolo smýkáno po vozovce v příčném směru a docházelo by k nadměrnému opotřebení. Dalším problémem je chování změny odklonu. Naším požadavkem je, aby se hodnota odklonu při brzdění zmenšovala a měli tak větší kontaktní plochu. V předběžném návrhu se nám ovšem úhel odklonu při stlačení zvětšuje. Toto je klíčové pro správnou funkci kinematiky a během optimalizace jsem se na tento problém zaměřil nejvíce. Taktéž jsem musel optimalizovat pozici řídící tyče, abych minimalizoval změnu sbíhavosti jak při propružení, tak při naklopení karosérie.

Optimalizace návrhu:

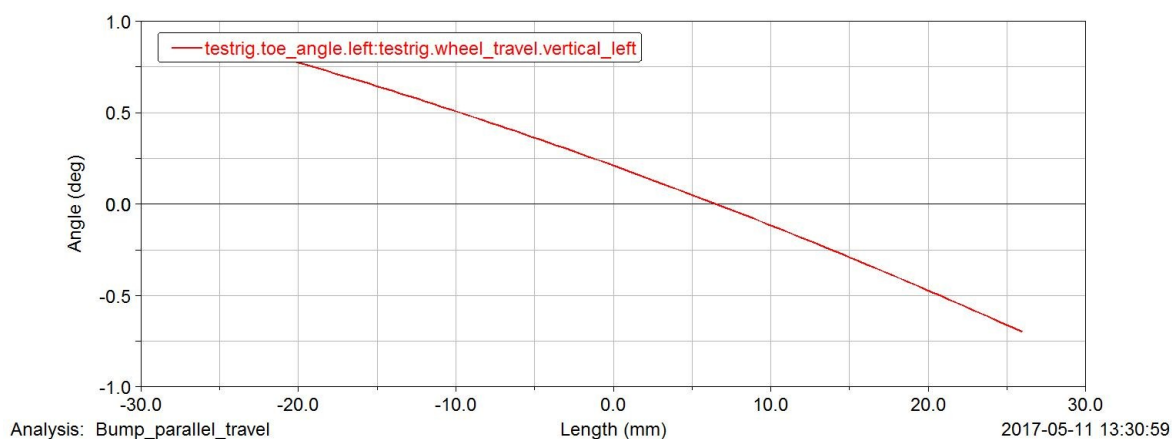
Optimalizace probíhala experimentálně, kdy jsem porovnával výsledky různých pozic kinematických bodů. Přitom jsem dbal i na konstrukční proveditelnost, aby mi nedošlo ke kontaktu ramen a ráfku kola při natočení, případně kontaktu ramene a řídící tyče. Dále jsem spolupracoval s kolegou, který navrhuje těhlice, aby měl dostatečný prostor pro čepy a páku řízení. Výsledné body zavěšení jsou v tabulce 8.

Tab. 8 Souřadnice bodů zavěšení po optimalizaci

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
R1	-210	200	158
R2	190	200	158
R3	-210	275	380
R4	190	275	380
R5	86	263	189
T1	-12	584	109
T2	11	540	325
T3	86	557	147



Obr. 25 Změna odklonu kola po optimalizaci



Obr. 26 Změna sbíhavosti kola před optimalizací

Tab. 9 Kinematické změny při posunu kola po optimalizaci

	Stlačení	Statická poloha	Odskok
Posun kola	26 (mm)	0 (mm)	-26 (mm)
Polovina rozchodu (mm)	1,52	0	-3
Odklon (deg)	-1,5	-2	-2,73
Sbíhavost (deg)	0,45	0,3	0,44

Tab. 10 Kinematické změny při náklonu karoserie po optimalizaci

	Levá	Statická poloha	Pravá
Náklon karosérie	-1,2 (deg)	0 (deg)	1,2 (deg)
Polovina rozchodu (mm)	-0,13	0	0,03
Odklon (deg)	-0,53	-2	-3,53
Sbíhavost (deg)	0,35	0,3	0,32

Tab. 11 Geometrie řízených kol po optimalizaci kinematických bodů

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Odklon	α	-2	deg
Sbíhavost	δ_0	0,3	deg
příklon	σ	11,51	deg
záklon	τ	6,08	deg
poloměr rejdu	r_0	-0,027	m
závlek	n_K	0,024	m
Střed klopení rámu	S_p	0,055	m

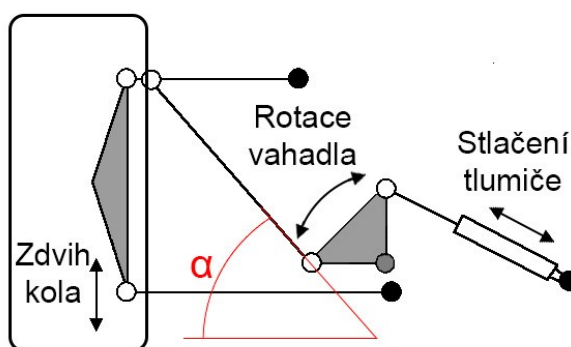
V příloze A je náčrt konstrukce středu klopení kola a rámu.

6 Vlastní návrh kinematiky odpružení

6.1 Požadavky na odpružení

- Kvalitní, lehké, vícecestné tlumiče se zdvihem kolem 50 milimetrů.
- Umístění tlumičů s ohledem na polohu těžiště a centralizaci hmot
- Uchycení tlumičů a vahadel v uzlu na rámu
- Všechny kinematické body odpružení, musí být v jedné rovině. Tím minimalizujeme vznik axiálních sil na vahadle
- Hmotnost celého systému odpružení
- Možnost posunu kola v rozsahu od -26 do 26 milimetrů.

Při návrhu odpružení jsem měl na výběr ze dvou možných konstrukčních řešení. Systém se vzpěrnou tyčí (push rod) nebo s tažnou tyčí (Pull rod).



Obr. 27 Systém odpružení Pull rod

Tyto systémy odpružení se běžně používají na závodních vozidlech, ať už to jsou formulové vozy nebo kapotované vozy. Tyto řešení jsou o něco těžší, než běžné odpružení, kdy je tlumič s pružinou připojený na jedno z ramen zavěšení. Jejich velkou výhodou je ovšem zástavbový prostor, možnost zvolit si poměr zdvihu tlumiči a zdvihu kola, tedy možnost použít menších tlumičů a plně využít jejich zdvih. Snížení neodpružených hmot, jelikož tlumič s pružinou jsou uloženy na rámu. A taky, podle pozice tlumiče a pružiny, můžeme snížit výšku těžiště a centralizovat hmotu.

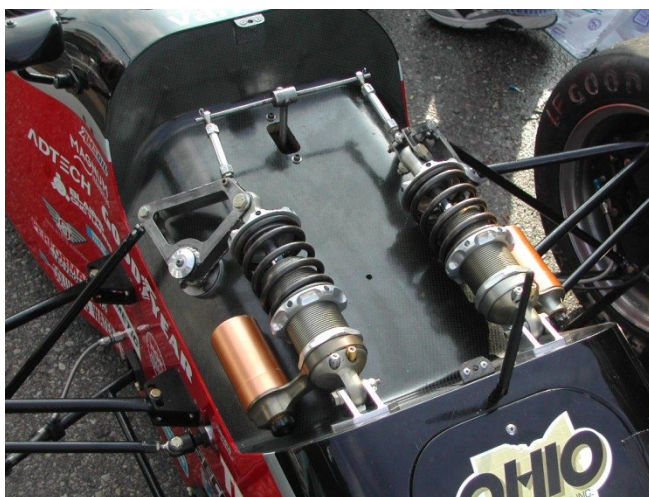
6.2 První návrh kinematiky odpružení

Před počátkem návrhu, bylo třeba se rozhodnout, jakým způsobem budou umístěny tlumiče. Pro tento rok jsme se rozhodli pro tlumiče Öhlins TTX25 mkII se zdvihem 50 milimetrů. Tyto tlumiče jsou velmi kompaktní s délkou mezi body uchycení 200 milimetrů v roztaženém stavu, taky jsou velmi lehké. Jen 427 gramů. Tyto tlumiče jsme zvolili také proto, že mají čtyřcestné nastavení. Pomalá a rychlá komprese, pomalý a rychlý odskok.

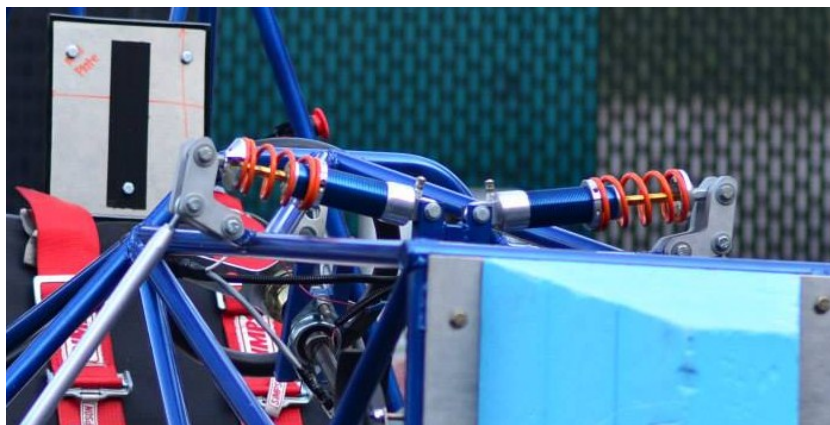


Obr. 28 Tlumiče Öhlins ttx25 mkII [9]

Tlumiče můžou být umístěny v horní části rámu a to buď podélně s osou vozidla, (obrázek 29) napříč vozidlem proti sobě (obrázek 30) nebo napříč vozidlem s přesazením. Další možností je umístit tlumič svisle uvnitř rámu, kdy vahadlo je přichyceno v horní části rámu. (Pravá polovina obrázku 27) Tuto možnost jsem ovšem zavrhnul, jelikož by se musel rozšířit rám kvůli šabloně a to by znehodnotilo mojí práci na bodech zavěšení.

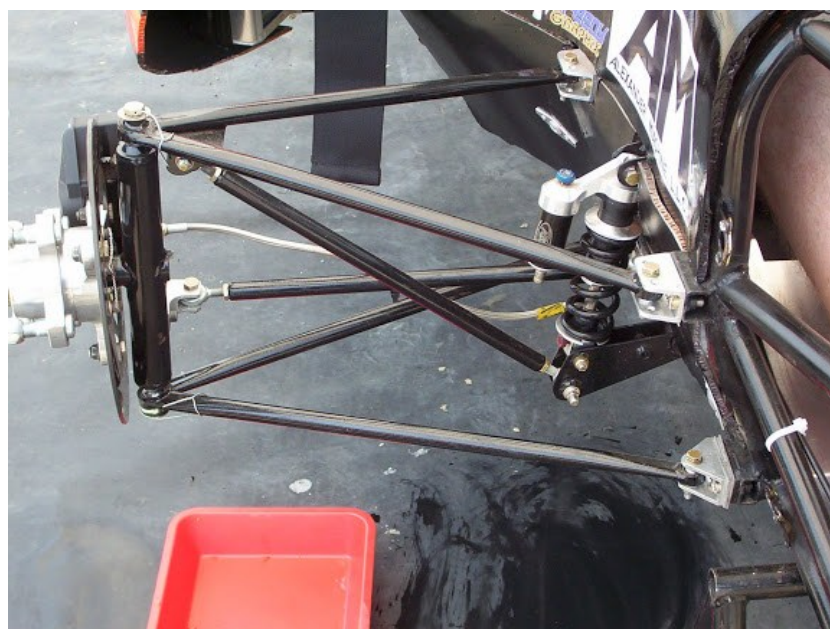


Obr. 29 Push rod 1. varianta [13]



Obr. 30 Push rod 2. varianta [14]

Při umístění tlumičů ve spodní části rámu, tedy použití systému s tažnou tyčí tzv. Pull rod, jsou možnosti uložení tlumičů prakticky totožné. Navíc je možnost umístit tlumič svisle na vnější část rámu a vahadlem umístěným vespod. Obrázek 30.



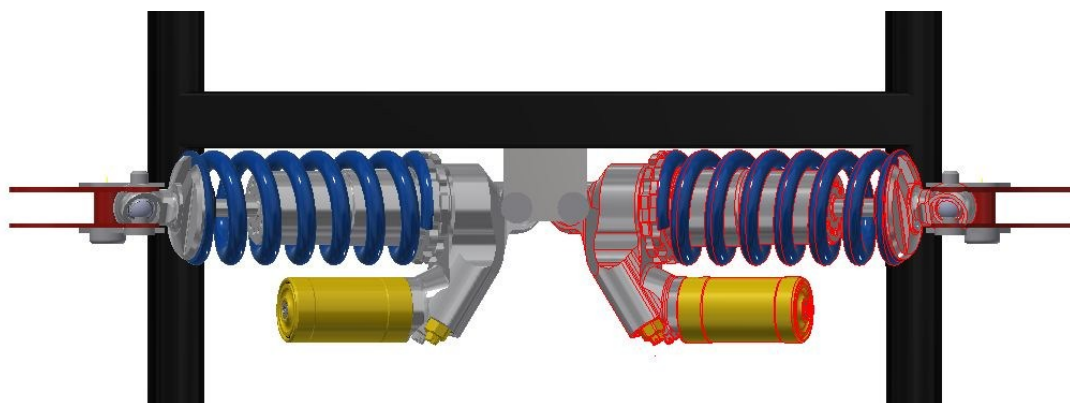
Obr. 30 Pull rod 2. varianta [15]

S týmem jsme se dohodli na umístění tlumičů ve spodní části rámu, proti sobě napříč. Takové to řešení nám mělo přinést výhody v podobě nižšího těžiště a centralizace hmoty. Také axiální síly působící na vahadlo jsou téměř nulové. Drobnou nevýhodou je umístění zkrutného stabilizátoru. Ten musí být umístěn v horní části rámu, čímž se výška těžiště opět zvyšuje a vzhledem k dlouhým táhlům se i zvyšuje hmotnost.

Při návrhu kinematiky odpružení jsem si musel vypomáhat s modelem ve 3D datech, jelikož se hodně pracuje s úhly a odhadovat body uchycení tlumičů a tažných tyčí by bylo komplikované a neefektivní. Model odpružení můžeme vidět na obrázku 32. a 33. Pomocí tohoto modelu jsem si zjistil souřadnice kinematických bodů, které jsem následně vložil do programu MSC Adams.



Obr. 32 Model odpružení – přední pohled



Obr. 33 Model odpružení – horní pohled

V programu MSC Adams jsem ověřil funkčnost odpružení, kdy jsem zkoumal, o kolik se posouvá kolo v závislosti na stlačení tlumiče. Zdvih tlumiče je 50 milimetrů a zdvih kola 52 milimetrů. Můžeme tedy vyjádřit jejich poměr (Motion Ratio) vztahem (03):

$$MR = \frac{Z_k}{Z_t} = \frac{0,052}{0,05} = 1,04 \text{ (-)} \quad (03)$$

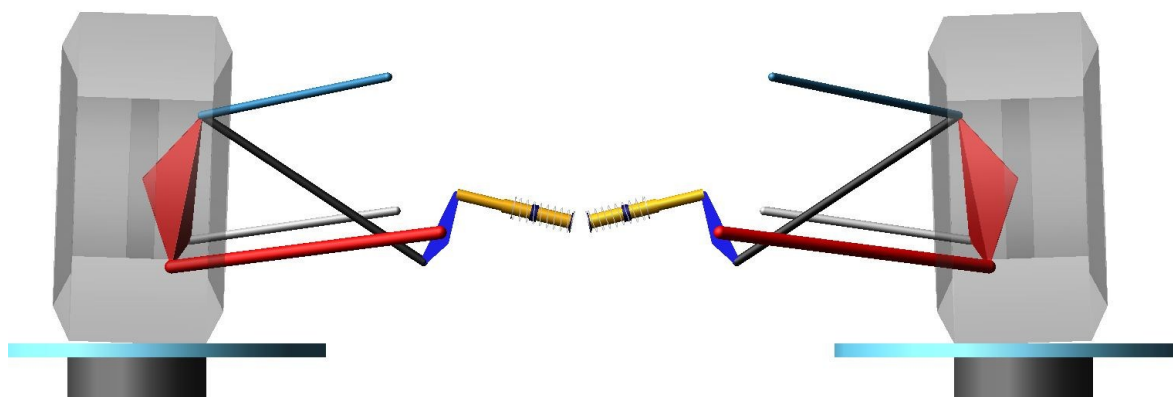
kde:

MR – Motion Ratio (-)

Z_k – Zdvih kola (m)

Z_t – Zdvih tlumiče (m)

Toto je ovšem jen statická hodnota, která se během zdvihu mění. Průběh této změny může být lineární, progresivní nebo regresivní. V případě odpružení by tato křivka měla mít přibližně lineární průběh, případně být progresivní. Pokud by křivka byla regresivní, tlumič, respektive pružina by se nestlačili dostatečně natolik, aby vyvolali potřebnou reakci na změnu zatížení a vozidlo by spodní částí narazilo do vozovky.



Obr. 34 Simulace odpružení v MSC Adams

Tato varianta uložení tlumičů ovšem nemohla být použita, protože by vyžadovala více materiálu na rámu, pro uchycení tlumičů. Dále by bylo složité samotné uchycení tlumičů, jelikož jejich kloubové uložení má malý rozsah úhlu natočení. Největší problém však představovala šablona kokpitu. To by znamenalo zvýšit horní část rámu a tím zvýšit i polohu těžiště. Proto jsme se rozhodli tuto koncepci ukončit a vydat se jiným směrem.

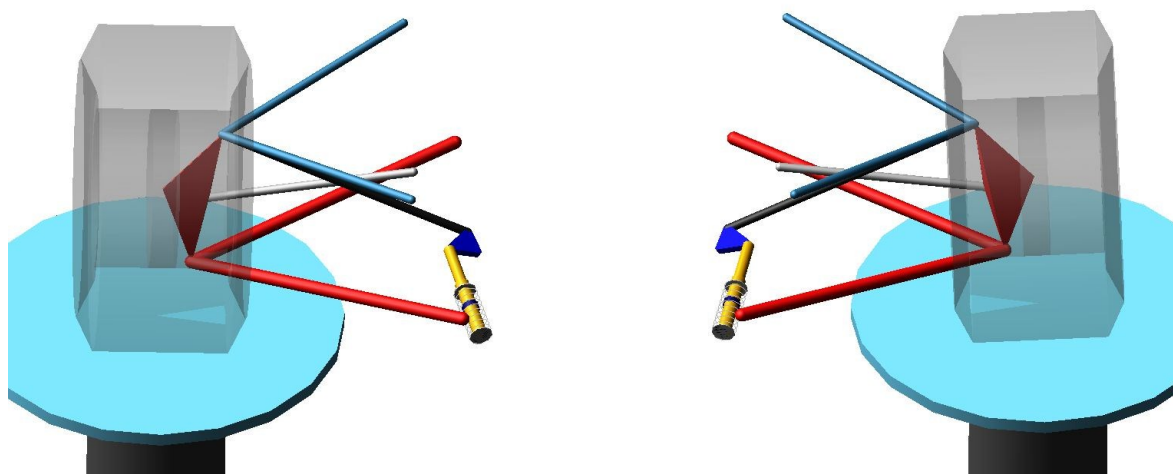
6.3 Druhý návrh kinematiky odpružení

U druhého návrhu byla myšlenka taková, že se tlumič uchytlí podélně s osou vozidla ve stejném místě jako spodní rameno. Opět byl vytvořen model ve 3D datech, který mi pomohl pochopit nároky na místo pro tlumič. Ten musí být směřovaný dopředu, aby nedošlo ke kolizi s převodkou řízení, případně řídící tyčí. Vzhledem k celkové délce tlumiče, musel být bod připojení k rámu až pod spodním ramenem.



Obr. 35 Model odpružení 2. návrh

Z takového modelu už nebyl problém vyčíst kinematické body odpružení, které jsem si vložil do programu MSC Adams, který mi ověřil funkčnost a zobrazil výsledky. Mým cílem bylo dosáhnout lineárního průběhu závislosti stlačení tlumiče na pohybu kola, tedy konstantní Motion Ratio. Předmětem optimalizace potom byly délky ramen vahadla pro tlumič a tažnou tyč.



Obr. 36 Druhá simulace odpružení v MSC Adams

6.4 Optimalizace kinematiky odpružení

V předběžném návrhu byly použity tyto rozměry pro vahadlo:

Rameno tlumiče: 50 mm

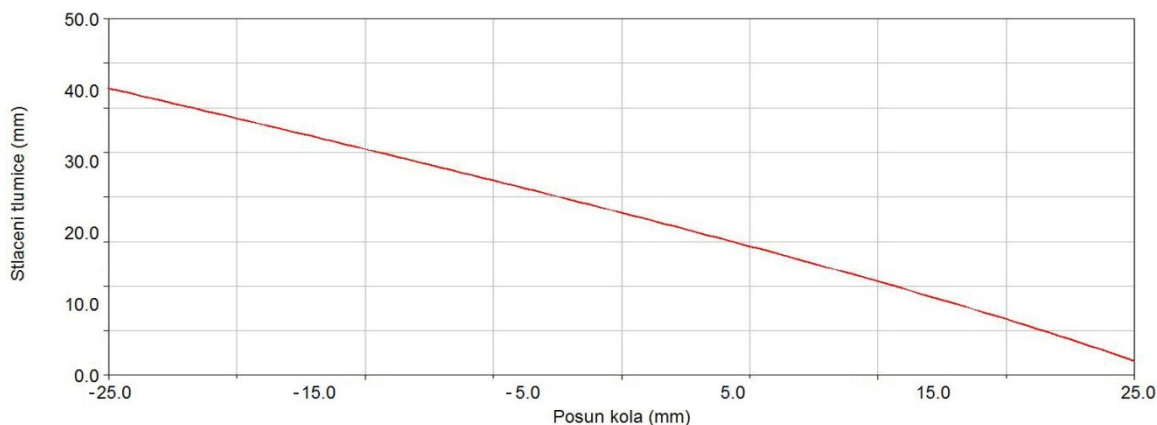
Rameno tažné tyče: 50 mm

Tab. 12 Souřadnice kinematických bodů odpružení

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Tlumič na rám	-210	174,15	127,21
Tlumič na vahadlo	-41,3	214,96	149,5
Pull rod na vahadlo	23,53	208,18	129,48
Pull rod na rameno	11	540	325
Střed osy vahadla	-23	174,15	127,21
Směr osy vahadla	-23	178,9	118,41

Souřadnice pro uchycení tažné tyče je pouze orientační a odpovídá bodu uchycení horního ramene k těhlici. Toto je ideální případ, kdy rameno není namáháno na ohyb.

Skutečný bod bude umístěný trochu jinde. Tuto problematiku budu řešit v konstrukčním návrhu.



Obr. 37 Průběh stlačení tlumiče při posunu kola před optimalizací

Z grafu na obrázku 37 můžeme vidět, že kinematika odpružení není úplně optimální. Sice jsme dosáhli téměř lineárního průběhu, ale nevyužíváme celý zdvih tlumiče. Jinak řečeno. Tlumič nám umožňuje větší rozsah pohybu kola, než pro který byla navržena kinematika zavěšení.

Přistoupíme tedy k optimalizaci délky ramen vahadla. Optimalizace probíhala experimentálně, kdy jsem vyzkoušel nespočet kombinací délek ramen pro tlumič a tažnou tyč. Dalo by se i experimentovat s natočením vahadla. Tím bychom zvětšovali nebo zmenšovali prohnutí křivky. Náš předběžný návrh má však přibližně lineární (trochu progresivní) průběh, proto jsem už natočení vahadla neupravoval.

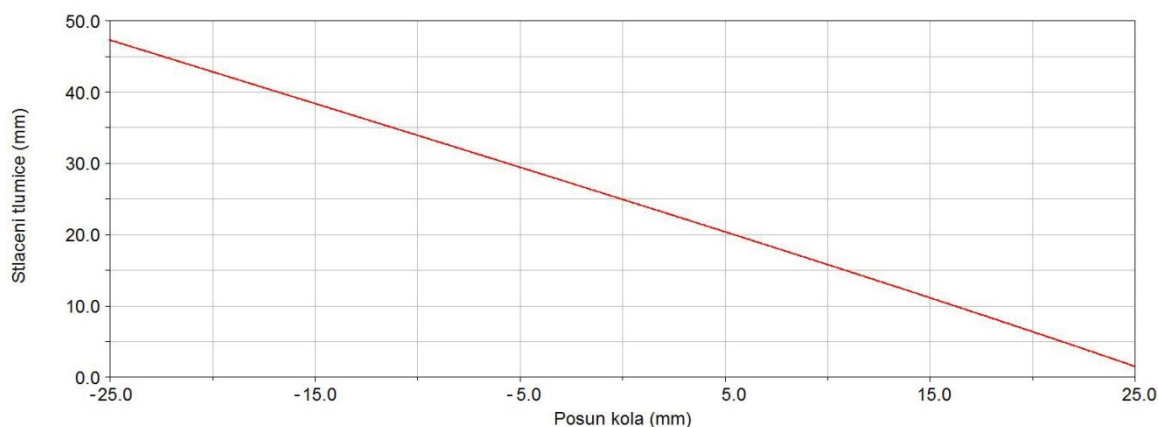
Po optimalizaci mělo vahadlo tyto rozměry:

Rameno tlumiče: 50 mm

Rameno tažné tyče: 40 mm

Tab. 13 Souřadnice kinematických bodů odpružení po optimalizaci

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Tlumič na rám	-210	174,15	127,21
Tlumič na vahadlo	-41,3	214,96	149,56
Pull rod na vahadlo	14,23	186,9	134,39
Pull rod na rameno	11	540	325
Střed osy vahadla	-23	174,15	127,21
Směr osy vahadla	-23	178,9	118,41



Obr. 38 Průběh stlačení tlumiče při posunu kola po optimalizaci

Nyní průběh stlačení tlumiče v závislosti na posunu kola splňuje naše požadavky na lineárnost a plné využití zdvihu tlumiče.

Tab. 14 Kinematika odpružení při propružení

	Stlačení -26 (mm)	Statická poloha 0 (mm)	Odskok 26 (mm)
Motion Ratio (-)	0.933	1.052	1.074
Stlačení tlumiče (mm)	-24,86	0	24,35

Tab. 15 Kinematika odpružení při náklonu rámu

	Levá -1,2 (deg)	Statická poloha 0 (deg)	Pravá 1,2 (deg)
Motion Ratio (-)	1,011	1.052	1.072
Stlačení tlumiče (mm)	-12,84	0	12,48

6.5 Výpočet sil v řízení

Tab. 16 Zadané hodnoty pro výpočet sil v řízení

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Odklon	α	deg	-2
Sbíhavost	δ_o	deg	0,3
Příklon	σ	deg	11,51
Záklon	τ	deg	6,08
Střední úhel natočení kol v rejdu	δ_s	deg	35
Poloměr rejdu	r_0	m	-0,027
Závlek	n_K	m	0,024
Brzdná síla	F_B	N	2450
Dynamický poloměr kola	r_d	m	0,228

Celkový vratný moment řízených kol vlivem příklonu

Rameno, na kterém působí složka síly F_z :

$$r_2 = r_d \cdot \sin \sigma + r_0 \cdot \cos \sigma = 0,228 \cdot \sin 11,51^\circ + 0,027 \cdot \cos 11,51^\circ = 0,019 \text{ (m)} \quad (04)$$

kde:

r_2 – Rameno, na kterém působí složka síly F_z (m)

Celkový vratný moment:

$$M_\sigma = m_p \cdot g \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta_s \cdot r_2 = 135 \cdot 9,81 \cdot \sin 11,51^\circ \cdot \sin 35^\circ \cdot 0,019 = 2,89 \text{ (Nm)} \quad (05)$$

kde:

M_σ – Celkový vratný moment vlivem příklonu (Nm)

Vratný moment řízených kol vlivem záklonu

Rameno, na kterém působí vodorovné síly, vzhledem k ose rejdového čepu:

$$n_K' = r_d \cdot \sin \tau = 0,228 \cdot \sin 6,08^\circ = 0,024 \text{ (m)} \quad (06)$$

kde:

n_K' – Rameno, na kterém působí vodorovné síly, vzhledem k ose rejdového čepu (m)

τ – úhel záklonu (deg)

Vratný moment vlivem boční síly:

$$M_{\tau(y)} = 2 \cdot m_p' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot n_K' = 2 \cdot 116,76 \cdot \frac{19,42^2}{15,25} \cdot 0,024 = 138,6 \text{ (Nm)} \quad (07)$$

kde:

$M_{\tau(y)}$ – vratný moment vlivem odstředivé síly (Nm)

Vratný moment vlivem podélných sil (Brzdění)

$$M_{\tau(B)} = 2 \cdot F_B \cdot \sin \delta_s \cdot n_K = 2 \cdot 2450 \cdot \sin 35^\circ \cdot 0,024 = 67,45 \text{ (Nm)} \quad (08)$$

kde:

$M_{\tau(B)}$ – Vratný moment vlivem podélných sil (Nm)

F_B – brzdná síla (N)

n_K – závlek (m)

6.6 Výpočet odpružení

Máme navrženou výšku těžiště 0,28 metru, celkovou hmotnost s řidičem a ze vztahu (1) jsme vypočetli hmotnost na přední nápravě. Můžeme tedy dopočítat zatížení zadní nápravy a polohu těžiště v podélném směru x:

Výpočet hmotnosti na zadní nápravě:

$$m_z = m_c - m_p = 300 - 135 = 165 \text{ (kg)} \quad (09)$$

kde:

m_z – Hmotnost na zadní nápravě (kg)

m_c – Celková hmotnost s řidičem (kg)

m_p – Hmotnost na přední nápravě (kg)

Výpočet podélné vzdálenosti těžiště od přední nápravy:

$$l_p = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{165}{135 + 165} \cdot 1,6 = 0,88 \text{ (m)} \quad (10)$$

kde:

l_p – Podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy (m)

l – Rozvor náprav (m)

Výpočet podélné vzdálenosti těžiště od zadní nápravy:

$$l_z = \frac{m_p}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{135}{135 + 165} \cdot 1,6 = 0,72 \text{ (m)} \quad (11)$$

kde:

l_z – Podélná vzdálenost těžiště od zadní nápravy (m)

Kontrola vypočtených hodnot:

$$l = l_p + l_z = 0,88 + 0,72 = 1,6 \text{ (m)} \quad (12)$$

6.6.1 Výpočet klopeného momentu

Tab. 17 Zadané parametry pro výpočet naklopení rámu

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Rozvor kol	l	(m)	1,6
Výška těžiště	h	(m)	0,28
Celková hmotnost včetně řidiče	m	(kg)	300
Hmotnost připadající na přední nápravu	m_P	(kg)	135
Hmotnost připadající na zadní nápravu	m_Z	(kg)	165
Vzdálenost přední nápravy od těžiště	l_P	(m)	0,88
Vzdálenost zadní nápravy od těžiště	l_Z	(m)	0,72
Průměr kola	d	(m)	0,47
Pozice středu klopení pro přední nápravu	S_P	(m)	0,055
Pozice středu klopení pro zadní nápravu	S_Z	(m)	0,078

Pro výpočet je nutné znát celkovou neodpruženou hmotnost. Do neodpružené hmotnosti patří kola, těhlice, náboje, všechny šrouby a ložiska použité na těhlici, ložiska, brzdové kotouče a třmeny, brzdové vedení a kapaliny, které jsou přichyceny na ramenech, polovina hmotnosti ramen, tažných tyčí, řídicích dyčí a v případě zadní nápravy i poloos. Ta byla zjištěna z 3D dat.

Tab. 18 Neodpružená hmotnost přední a zadní nápravy

Neodpružená hmotnost přední nápravy	m_p''	(kg)	18,24
Neodpružená hmotnost zadní nápravy	m_z''	(kg)	24,64

Hmotnost odpružených částí vozidla:

$$m' = m - (m_p'' + m_z'') = 300 - (18,24 + 24,64) = 257,12 \text{ (kg)} \quad (13)$$

kde:

m' - Hmotnost odpružených částí vozidla (kg)

Pozice těžiště T' odpružených částí vozidla:

$$h' = \frac{m \cdot h - m_p'' \cdot h_p'' - m_z'' \cdot h_z''}{m'} = \frac{300 \cdot 0,28 - 18,24 \cdot 0,235 - 24,64 \cdot 0,235}{257,12} = 0,288 \text{ (m)} \quad (14)$$

kde:

h' - Výška těžiště odpružené části vozidla (m)

$h_{p,z}''$ - Výška těžiště neodpružených částí vozidla (m)

Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od přední nápravy:

$$l'_P = \frac{m \cdot l_P - m'_Z \cdot l}{m'} = \frac{300 \cdot 0,88 - 24,64 \cdot 1,6}{257,12} = 0,873 \text{ (m)} \quad (15)$$

kde:

l'_P – Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od přední nápravy (m)

Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od zadní nápravy:

$$l'_Z = \frac{m \cdot l_Z - m'_P \cdot l}{m'} = \frac{300 \cdot 0,72 - 24,64 \cdot 1,6}{257,12} = 0,687 \text{ (m)} \quad (16)$$

kde:

l'_Z – Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od zadní nápravy (m)

Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení:

$$h'_0 = h' - \frac{S_P \cdot l'_Z + S_Z \cdot l'_P}{l} = 0,288 - \frac{0,055 \cdot 0,873 + 0,078 \cdot 0,687}{1,6} = 0,21 \text{ (m)} \quad (17)$$

kde:

h'_0 – Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení (m)

S_P – Vzdálenost středu klopení rámu od vozovky na přední nápravě (m)

S_Z – Vzdálenost středu klopení rámu od vozovky na zadní nápravě (m)

Klopný moment vyvolaný odstředivou silou:

Při disciplíně „Skid pad“ je poloměr zatáčky 15,25 m. Pro boční zrychlení $a_y=24,72$ (ms^{-2}) odpovídá rychlost $v=19,42$ (ms^{-1}). Hodnota pro maximální naklopení byla navržena $\psi=1,2^\circ$.

$$M_{kl} = m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 + m' \cdot g \cdot h'_0 \cdot \sin \psi = 257,12 \cdot \frac{19,42^2}{15,25} \cdot 0,21 + 257,12 \cdot 9,81 \cdot \sin 1,2^\circ \cdot 0,21 = 1350,63 \text{ (Nm)} \quad (18)$$

kde:

M_{kl} – Klopný moment vyvolaný odstředivou silou (Nm)

v – Rychlost vozidla (ms^{-1})

R – Poloměr zatáčky (m)

g – Gravitační zrychlení (ms^{-2})

ψ – Maximální úhel naklopení rámu při průjezdu zatáčkou (deg)

Naklápění rámu je dále ovlivňováno setrvačnými silami neodpružených částí.

Klopný moment vyvolaný odstředivou silou náprav:

$$M_{nP} = -m_P'' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot (S_P - h_P'') = -18,24 \cdot \frac{19,42^2}{15,25} \cdot (0,055 - 0,235) = 81,19 \text{ (Nm)} \quad (19)$$

kde:

M_{nP} – Klopný moment vyvolaný odstředivou silou přední nápravy (Nm)

$$M_{nZ} = -m_Z'' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot (S_Z - h_Z'') = -24,64 \cdot \frac{19,42^2}{15,25} \cdot (0,078 - 0,235) = 95,56 \text{ (Nm)} \quad (20)$$

kde:

M_{nZ} – Klopný moment vyvolaný odstředivou silou zadní nápravy (Nm)

Celkový moment vyvolaný odstředivou silou:

$$M = M_{kl} + M_{nP} + M_{nZ} = 1350,63 + 81,19 + 95,56 = 1527,38 \text{ (Nm)} \quad (21)$$

kde:

M – Celkový klopný moment vyvolaný odstředivou silou (Nm)

6.6.2 Výpočet klonění rámu

Tab. 19 Zadané parametry pro výpočet klonění rámu

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Celková hmotnost vozu včetně řidiče	m	(kg)	300
Rozvor kol	l	(m)	1,6
Výška těžiště	h	(m)	0,28
Hmotnost připadající na přední nápravu	m_p	(kg)	135
Hmotnost připadající na zadní nápravu	m_z	(kg)	165
Vlastní frekvence přední části rámu	f_p	(Hz)	2,95
Vlastní frekvence zadní části rámu	f_z	(Hz)	2,92
Maximální zpomalení	d_x	(ms^{-2})	24,23
Maximální zrychlení	a_x	(ms^{-2})	12,36

Odpružená hmotnost na nápravách

$$m'_p = m_p - m''_p = 135 - 18,24 = 116,76 \text{ (kg)} \quad (22)$$

kde:

m'_p – Odpružená hmotnost na přední nápravě (kg)

m_p – Hmotnost připadající na přední nápravu (kg)

$$m'_z = m_z - m''_z = 165 - 24,64 = 140,36 \text{ (kg)} \quad (23)$$

kde:

m'_z – Odpružená hmotnost na zadní nápravě (kg)

m_z – Hmotnost připadající na zadní nápravu (kg)

Konstanta pružení na nápravách

Konstanta pružení na přední nápravě:

$$k_p = (2 \cdot \pi \cdot f_p)^2 \cdot m'_p = (2 \cdot \pi \cdot 2,95)^2 \cdot 116,76 = 40114,17 \text{ (Nm}^{-1}\text{)} \quad (24)$$

kde:

k_p – Konstanta pružení na přední nápravě (Nm⁻¹)

f_p – Vlastní frekvence přední části rámu (Hz)

Konstanta pružení na zadní nápravě:

$$k_z = (2 \cdot \pi \cdot f_z)^2 \cdot m'_z = (2 \cdot \pi \cdot 2,92)^2 \cdot 140,36 = 47246,4 \text{ (Nm}^{-1}\text{)} \quad (25)$$

kde:

k_z – Konstanta pružení na zadní nápravě (Nm⁻¹)

f_z – Vlastní frekvence zadní části rámu (Hz)

Předklánění při brždění

Koeficient brzdné síly:

$$i_{p/z} = \frac{m_p}{m} + \frac{h \cdot d_x}{l \cdot g} = \frac{135}{300} + \frac{0,28 \cdot 24,23}{1,6 \cdot 9,81} = 0,88 \quad (26)$$

kde:

$i_{p/z}$ – Koeficient brzdné síly (-)

d_x – Maximální zpomalení (ms^{-2})

Hodnota anti-dive pro přední nápravu:

Jelikož jsou ramena předního i zadního zavěšení rovnoběžná, leží střed klonění kola v nekonečnu a úhly β , $\gamma=0$.

$$\text{anti - dive} = i_{p/z} \cdot \tan \beta \cdot \frac{1}{h} \cdot 100 = 0,88 \cdot \tan 0 \cdot \frac{1,6}{0,28} \cdot 100 = 0 (\%) \quad (27)$$

kde:

β – Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění předního kola s bodem působení brzdné síly (deg)

Hodnota anti-lift pro zadní nápravu:

$$\text{anti - lift} = \left(1 - i_{p/z}\right) \cdot \tan \gamma \cdot \frac{1}{h} \cdot 100 = (1 - 0,88) \cdot \tan 0^\circ \cdot \frac{1,6}{0,28} \cdot 100 = 0 (\%) \quad (28)$$

kde:

γ - Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění zadního kola s bodem působení brzdné síly (deg)

Snížení přední části při brždění:

$$y_{Pb} = \frac{m}{k_p} \cdot d_x \cdot \left(\frac{h}{l} - i_{p/z} \cdot \tan \beta\right) = \frac{300}{40114,17} \cdot 24,23 \cdot \left(\frac{0,28}{1,6} - 0,88 \cdot \tan 0\right) = -0,032 (\text{m}) \quad (29)$$

kde:

y_{pb} – Velikost poklesu přední části rámu při brždění (m)

Nadzvednutí zadní části při brždění:

$$y_{Zb} = \frac{m}{k_z} \cdot d_x \cdot \left[\frac{h}{l} - \left(1 - i_{p/z}\right) \cdot \tan \gamma\right] = \frac{300}{47246,4} \cdot 24,23 \cdot \left[\frac{0,28}{1,6} - (1 - 0,68) \cdot \tan 0\right] = 0,027 (\text{m}) \quad (30)$$

kde:

y_{zb} – Velikost nadzvednutí zadní části rámu při brždění (m)

Úhel předklonění:

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{-y_{pb} + y_{zb}}{l} = \tan^{-1} \frac{0,032 + 0,027}{1,6} = 2,11^\circ \quad (31)$$

kde:

φ – Úhel předklonění při brždění (deg)

Zaklání při rozjezdu

Hodnota anti-squad pro zadní nápravu:

Jelikož jsou ramena zadního zavěšení rovnoběžná, leží střed klonění kola v nekonečnu a úhel $\delta=0$.

$$\text{anti-squad} = \tan \delta \cdot \frac{l}{h} \cdot 100 [\%] = \tan 0 \cdot \frac{1,9}{0,28} \cdot 100 = 0 (\%) \quad (32)$$

kde:

δ - Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění zadního kola s bodem působení tažné síly (deg)

Nadzvednutí přední části:

$$y_{Pr} = \frac{m}{k_p} \cdot \frac{h}{l} \cdot a_x = \frac{300}{40114,17} \cdot \frac{0,28}{1,6} \cdot 12,36 = 0,016 \text{ (m)} \quad (33)$$

kde:

y_{pr} – Velikost nadzvednutí přední části rámu při rozjezdu (m)

a_x – Maximální zrychlení (ms^{-2})

Snížení zadní části:

$$y_{Zr} = -\frac{m}{k_z} \cdot a_x \cdot \left(\frac{h}{l} - \tan \delta \right) = -\frac{300}{47246,4} \cdot 12,36 \cdot \left(\frac{0,28}{1,6} - \tan 0 \right) = -0,014 \text{ (m)} \quad (34)$$

kde:

y_{zr} – Velikost snížení zadní části při rozjezdu (m)

Úhel zaklonění při rozjezdu:

$$\rho = \tan^{-1} \frac{y_{Pr} - y_{Zr}}{l} = \tan^{-1} \frac{0,016 + 0,014}{1,6} = 1,07^\circ \quad (35)$$

kde:

ρ – Úhel zaklonění při rozjezdu (deg)

6.6.3 Výpočet tuhosti pružin

Abychom mohli vypočítat tuhost pružiny na přední nápravě, musíme znát radiální tuhost pneumatiky viz. kapitola 5.2.2 a také pružící konstantu na jednom kole. Ta vychází ze zvolené frekvence rámu a z odpružené hmotnosti na jednom kole

Tab. 20 Zadané hodnoty pro výpočet tuhosti pružin

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Vlastní frekvence přední části rámu	f_p	(Hz)	2,92
Odpružená hmotnost na přední nápravě	m'_p	(kg)	116,76
Radiální tuhost přední pneumatiky	c_{pp}	(Nm ⁻¹)	85200

Pružící konstanta na jednom kole:

$$c_{cp} = (2 \cdot \pi \cdot f_p)^2 \cdot \frac{m'_p}{2} = (2 \cdot \pi \cdot 2,92)^2 \cdot \frac{116,76}{2} = 20057,09 \text{ (N} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (36)$$

kde:

c_{cp} – Pružící konstanta na jednom předním kole (Nm⁻¹)

f_p – Vlastní frekvence přední části rámu (Hz)

m'_p – Odpružená hmotnost na přední nápravě (kg)

Tuhost přední pružiny:

$$c_p = \frac{c_{pp} \cdot c_{cp}}{c_{pp} - c_{cp}} = \frac{85200 \cdot 20057,09}{85200 - 20057,09} = 26232,54 \text{ (N} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (37)$$

kde:

c_p – Tuhost přední pružiny (Nm⁻¹)

c_{pp} – Radiální tuhost pneumatiky (Nm⁻¹)

Nyní můžeme vypočítat vlastní frekvenci přední nápravy

Úhlová frekvence nápravy:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{c_{pp} + c_p}{\frac{m'_p}{2}}} = \sqrt{\frac{85200 + 26232,54}{\frac{116,76}{2}}} = 110,54 \text{ (s}^{-1}) \quad (38)$$

kde:

ω_n – Úhlová frekvence nápravy (s^{-1})

Vlastní frekvence přední nápravy:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2 \cdot \pi} = \frac{110,54}{2 \cdot \pi} = 17,59 \text{ (Hz)} \quad (39)$$

kde:

f_n – Vlastní frekvence přední nápravy (Hz)

6.6.4 Výpočet tuhosti stabilizátoru

Ted' když známe klopný moment vyvozený odstředivou silou a tuhost předních pružin (obdobně jsem spočítal i tuhost zadních pružin). Můžeme přejít k výpočtu stabilizátorů.

Tab. 21 Zadané hodnoty pro výpočet tuhosti stabilizátoru

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Klopný moment vyvolaný odstředivou silou	M	(Nm)	1527,38
Poměr pohybu kola a tlumiče - přední	MR _p	(-)	1,052
Poměr pohybu kola a tlumiče - zadní	MR _z	(-)	1,138
Rozchod předních kol	t _p	(m)	1,23
Rozchod zadních kol	t _z	(m)	1,19
Tuhost předních pružin	c _p	(Nm ⁻¹)	26232,54
Tuhost zadních pružin	c _z	(Nm ⁻¹)	32685,97

Vratný moment vyvozený předními pružinami:

$$K_{pp} = \frac{c_p \cdot MR_p^2 \cdot t_p^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{26232,54 \cdot 1,052^2 \cdot 1,23^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 383,29 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (40)$$

kde:

K_{pp} – Vratný moment vyvozený předními pružinami (Nmdeg⁻¹)

Vratný moment vyvozený zadními pružinami:

$$K_{zp} = \frac{c_z \cdot MR_z^2 \cdot t_z^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = \frac{32685,97 \cdot 1,138^2 \cdot 1,19^2}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 523,1 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (41)$$

kde:

K_{zp} – Vratný moment vyvozený zadními pružinami (Nmdeg⁻¹)

Celkový vratný moment vyvozený pružinami:

$$K_{cp} = K_{pp} + K_{zp} = 383,29 + 523,1 = 906,39 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (42)$$

kde:

K_{cp} – Celkový vratný moment vyvozený pružinami (Nmdeg^{-1})

Celkový vratný moment náprav

Celkový vratný moment náprav vrací rám do vodorovné polohy. Je složený z vratného momentu pružin a vratného momentu stabilizátorů. Tento moment musí být dostatečně velký, aby se při bočním zrychlení $a_y=24,72 \text{ m/s}^2$, rám naklopil pouze o navržený úhel $\varepsilon=1,2 \text{ (deg)}$.

Celkový vratný moment:

$$K_c = \frac{M}{\varepsilon} \cdot \frac{a_y}{g} = \frac{1527,38}{1,2} \cdot \frac{24,72}{9,81} = 3207,34 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (43)$$

kde:

K_c – Celkový vratný moment náprav (Nmdeg^{-1})

M – Celkový klopný moment (Nm)

ε – Navržený úhel naklopení (deg)

a_y – Boční zrychlení (m/s^2)

g – Gravitační zrychlení (m/s^2)

Celkový vratný moment je rozdělen na obě nápravy v poměru podle hmotnosti. Mohl bych tento moment rozdělit nerovnoměrně, tím by vznikla nedotáčivost nebo přetáčivost. Po dohodě s týmem jsme se však rozhodli moment rozdělit rovnoměrně a případné nastavení vyvážení, řešit přes nastavení stabilizátoru.

Vratný moment přední nápravy:

$$K_{pn} = K_c \cdot \frac{m_p}{m_p + m_z} = 3207,34 \cdot \frac{135}{135 + 165} = 1443,3 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (44)$$

kde:

K_{pn} – Vratný moment přední nápravy (Nmdeg^{-1})

Vratný moment zadní nápravy:

$$K_{zn} = K_c \cdot \frac{m_z}{m_p + m_z} = 3207,34 \cdot \frac{165}{135 + 165} = 1764,04 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (45)$$

kde:

K_{pn} – Vratný moment zadní nápravy (Nmdeg⁻¹)

Vratný moment předního stabilizátoru:

$$K_{ps} = K_{pn} - K_{pp} = 1443,3 - 383,29 = 1060,01 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (46)$$

kde:

K_{ps} – Vratný moment předního stabilizátoru (Nmdeg⁻¹)

Vratný moment zadního stabilizátoru:

$$K_{zs} = K_{zn} - K_{zp} = 1764,04 - 523,1 = 1240,94 \text{ (Nm} \cdot \text{deg}^{-1}) \quad (47)$$

kde:

K_{zs} – Vratný moment zadního stabilizátoru (Nmdeg⁻¹)

7 Vlastní konstrukční řešení

V této kapitole se budu zabývat konstrukčním řešením jednotlivých dílů. Protože jsme u předchozí kapitoly skončili výpočtem stabilizátoru, budu pokračovat v jeho návrhu.

7.1 Stabilizátor

Stabilizátor musí být navržený tak, aby jeho tuhost vyvodila potřebný vratný moment na přední nápravě. Při volbě umístění stabilizátoru, jsem vycházel z pozice vahadla, tlumiče, převodky řízení, řídící a tažné tyče. Pro uložení stabilizátoru jsem zvolil ložiskový domek ESTM – 16 od našeho sponzora Hennlich.

Táhlo stabilizátoru by mělo mít připojovací body v jedné rovině, stejné jako je střední rovina vahadla. Tím se omezí vznik axiálních sil na vahadle, při působení účinku stabilizátoru.

Na vahadle jsem vytvořil rameno pro připojení stabilizátoru s délkou 30 milimetrů. Samotné rameno stabilizátoru má dvě různé délky 90 milimetrů pro základní nastavení a 100 milimetrů pro menší tuhost. Model ve 3D datech můžeme vidět na obrázcích 37 a 38.



Obr. 39 Model stabilizátoru



Obr. 40 Stabilizátor v sestavě s odpružením

7.1.1 Zkrutná tyč

Body uchycení stabilizátoru, které jsem vytáhl z 3D modelu, jsem vložil do svého simulačního modelu v programu MSC Adams. V programu jsem poté mohl nasimulovat náklon rámu o 1,2 stupně a vyhodnotit úhel zkroucení stabilizátoru. Tento převod je kritický pro další návrh.

Naklopení rámu: $\psi=1,2$ (deg)

Zkroucení stabilizátoru: $\alpha_s=6,38$ (deg)

Převod stabilizátoru:

$$f = \frac{\psi}{\alpha_s} = \frac{1,2}{6,38} = 0,188 \text{ (-)} \quad (48)$$

kde:

f – převod stabilizátoru (-)

Tento převod platí i pro tuhost stabilizátoru. Můžeme tedy vyjádřit potřebnou tuhost stabilizátoru v krutu.

Tuhost předního stabilizátoru:

$$c_{ps} = K_{ps} \cdot f = 1060,01 \cdot 0,188 = 199,28 \text{ (Nm/deg)} \quad (49)$$

kde:

c_{ps} – Tuhost předního stabilizátoru (Nmdeg⁻¹)

Výpočet průměru činné délky stabilizátoru

Tab. 22 Zadané hodnoty pro výpočet průměru stabilizátoru

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Tuhost předního stabilizátoru	c_{ps}	(Nmdeg ⁻¹)	199,28
Činná délka zkrutné tyče	l_{ps}	(m)	0,24
Modul pružnosti v tahu (materiál 14 220)	E	(Pa)	220E ⁻⁹
Poissonova konstanta	ν	(-)	0,3
Modul pružnosti ve smyku (materiál 14 220)	G	(Pa)	80E ⁻⁹

Průměr činné délky stabilizátoru

$$d_s = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot (1+\nu) \cdot l_{ps} \cdot c_{ps}}{\pi \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot (1+0,3) \cdot 0,24 \cdot 199,28}{\pi \cdot 220 \cdot 10^9}} = 0,009 \text{ (m)} \quad (50)$$

kde:

d_s – Průměr činné délky stabilizátoru (m)

Krouticí moment je na ramena stabilizátoru přenášen pomocí šestihranného tvarového uložení. Výrobní výkres zkrutné tyče je jako příloha B.

7.1.2 Rameno stabilizátoru

Rameno stabilizátoru je navrženo z oceli 11 342. Jeho tvar vychází z kinematických potřeb odpružení a zástavbového prostoru. Pro pojištění tvarového spoje a zamezení posunu ramene po zkrutné tyči, je v díle mezera, umožňující stažení dílu pomocí šroubu. Výsledný díl jsem poté otestoval metodou konečných prvků. Při návrhu materiálu jsem uvažoval o možnosti použití hliníkové slitiny, která by ušetřila asi 60% hmotnosti. Tato varianta ovšem neprošla při kontrole na otlacení v šestihranném tvarovém spoji. Výrobní výkres je přiložen k diplomové práci. (Příloha C)

Výpočet síly na rameni byl proveden pro obě nastavení tuhosti stabilizátoru.

Tab. 23 Zadané hodnoty pro výpočet síly na rameni stabilizátoru

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Délka ramene – základní nastavení	r_{s1}	(m)	0,09
Délka ramene – měkké nastavení	r_{s2}	(m)	0,1
Úhel zkroucení – základní nastavení	α_s	(deg)	6,38

Síla na rameni stabilizátoru – základní nastavení:

$$F_{s1} = \frac{c_{ps} \cdot \alpha_s}{r_1} = \frac{199,28 \cdot 6,38}{0,09} = 14126,74 \text{ (N)} \quad (51)$$

kde:

F_{s1} – Síla na rameni stabilizátoru pro základní nastavení (N)

Síla na rameni stabilizátoru – Měkké nastavení:

$$F_{s2} = \frac{c_{ps} \cdot \alpha_s}{r_2} = \frac{199,28 \cdot 6,38}{0,1} = 12714,06 \text{ (N)} \quad (52)$$

kde:

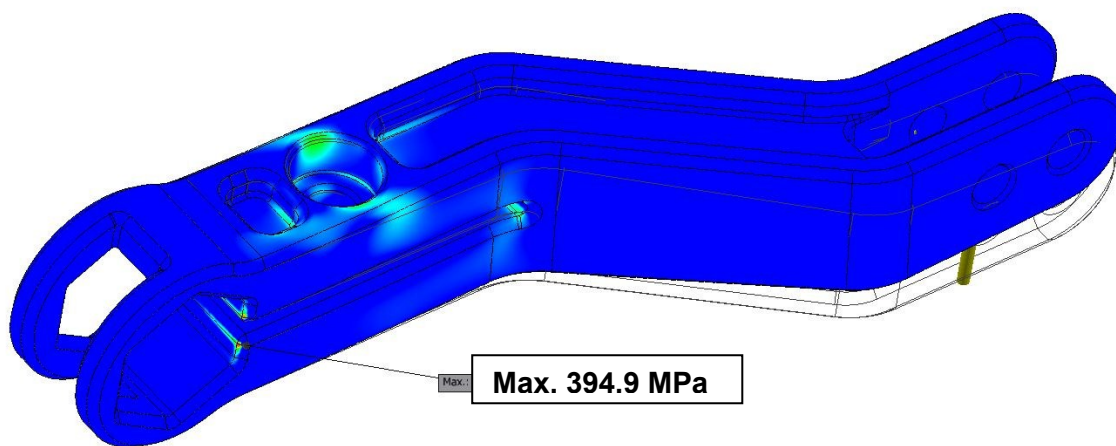
F_{s1} – Síla na rameni stabilizátoru pro základní nastavení (N)

Kontrola metodou konečných prvků

S touto metodou nemám mnoho zkušeností. Pro její provedení jsem použil nástavbu „Pevnostní analýza“ v programu Inventor. Pevnostní analýzu jsem dělal poprvé a nemám představu, jak kvalitní matematický model jsem použil. Výsledky je proto třeba brát s rezervou. Výpočtová síť měla 652 839 prvků. Pevné vazby jsem umístil do šesti ploch tvarového spojení se zkrutnou tyčí. Sílu na rameni jsem zadal jako typ „ložisko“, rovnoměrně rozdělenou do dvou děr pro šroub.



Obr. 41 Rameno stabilizátoru – MKP síť

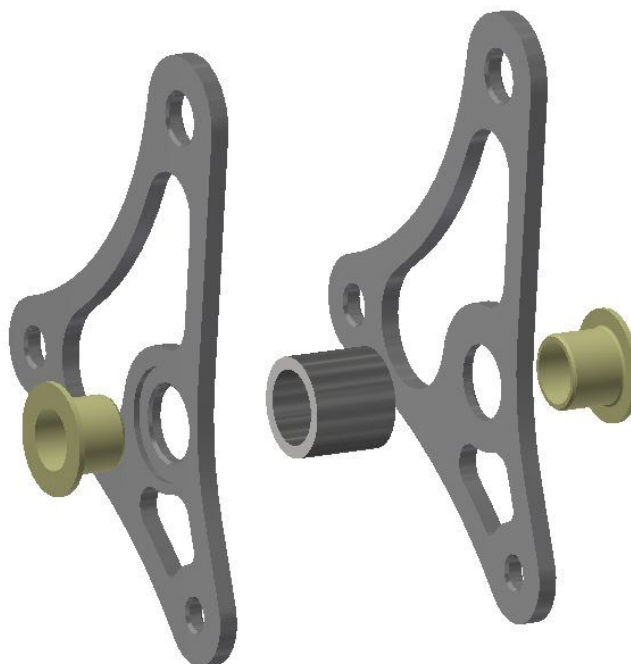


Obr. 42 Napětí na rameni stabilizátoru

Z výsledků metody konečných prvků jsme se dozvěděli, že největší napětí 394,9 MPa je v místě zkosení u tvarového spoje. Dalším výsledkem je maximální posunutí na konci ramene o 0,29 milimetrů.

7.2 Vahadlo

Vahadlo se skládá ze tří dílů. Dvou ocelových plátů a rozpěrné trubky svařených k sobě. Pro otočné uložení byly použity kluzná pouzdra WFM 1012 – 10. Pouzdro má vnitřní průměr 10 milimetrů poté, co se zalisuje do díry s průměrem 12 milimetrů a tolerancí H7.



Obr. 43 Vahadlo – rozložený pohled

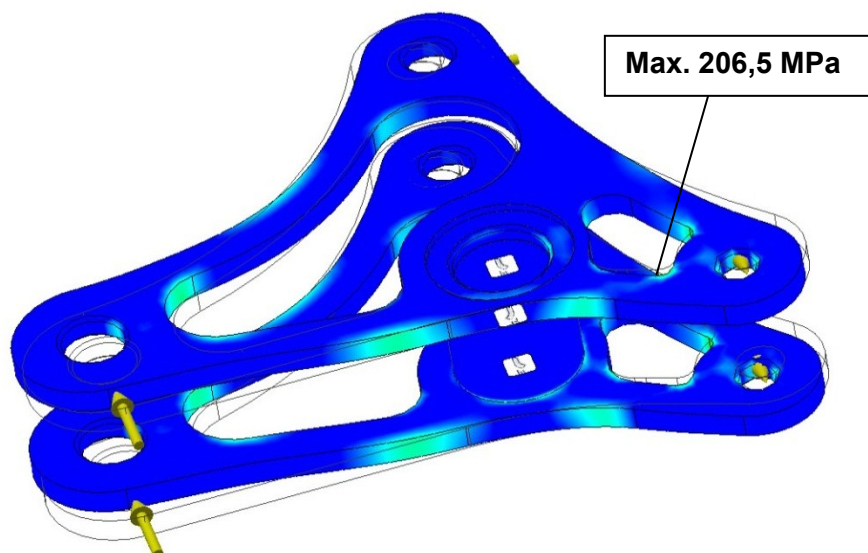
Ocelové pláty jsou vyřezané pomocí vodního paprsku z plechu o tloušťce 3 milimetry. Jako materiál byl zvolen Domex 700 MC. Jedná se o vysoko pevnostní ocel. Její specifikace jsou v příloze F. Pro řezání vodním paprskem je nutné vytvořit zvláštní výkres, který poslouží při programování pohybu řezné hlavice. Při tvorbě výkresu se musí počítat s šířkou vodního paprsku 0,1 mm. To platí zejména pro řezané díry, které se poté musí vystružit na požadovanou velikost.

Kontrola metodou konečných prvků

Abych optimalizoval hmotnost vahadla, provedl jsem několik pevnostních analýz. Vstupem pro můj matematický model byly síly, působící na jednotlivých ramenech. Tyto síly jsem vyčetl ze simulací v programu MSC Adams. Síly na ramenech pro tlumič a stabilizátor se taky dají snadno spočítat.

Tab. 24 Síly působící na vahadlo

Síla od tlumiče a pružiny	1400 N
Síla od stabilizátoru	15000 N
Síla od tažné tyče	1500 N



Obr. 44 – Maximální napětí na vahadle

Z výsledků analýzy jsme zjistili, že maximální napětí vzniká v místě vykrojení u uchycení stabilizátoru. Největší posunutí pak vzniká na rameni pro tlumič. Velikost posunutí je 0,077 milimetrů.

Díky optimalizaci jsme snížili hmotnost ze 143 g na 95 g. Tedy o 44 %. Hmotnost hotového výrobku pak byla o dalších 5 g lehčí.

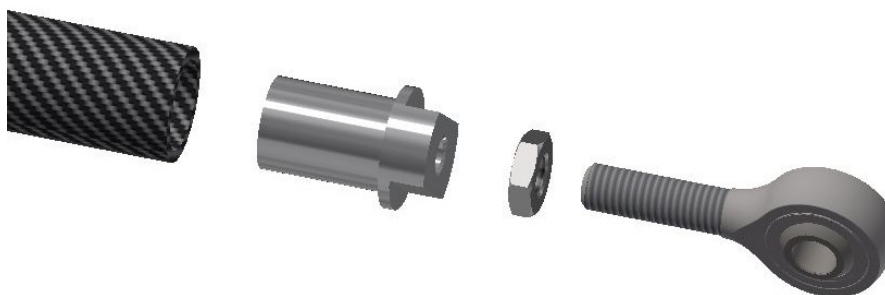


Obr. 45 – Vyrobené vahadlo

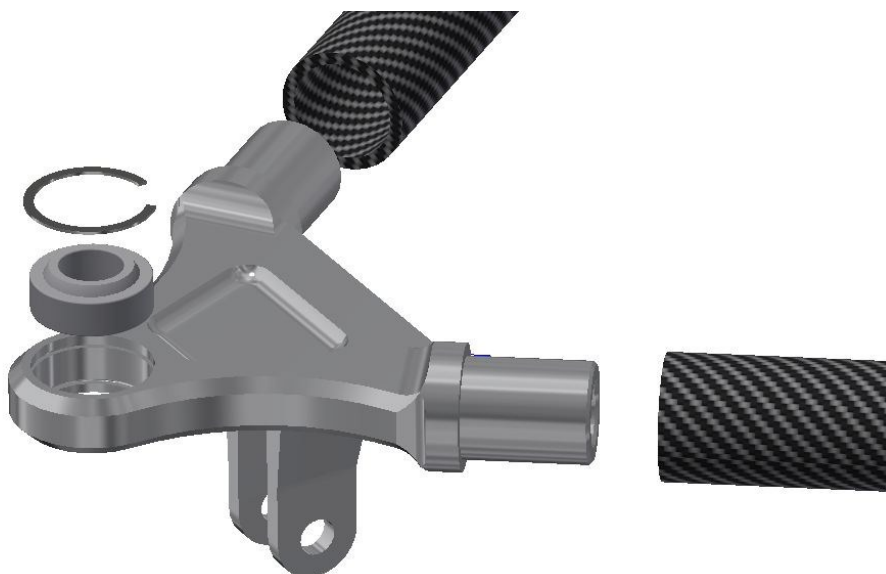
7.3 Ramena zavěšení

Spodní rameno zavěšení je složeno z držáku rejdového ložiska, dvou uhlíkových trubek, závitových vložek, nízkých matic a kloubových hlavice. Pro uložení rejdového čepu byly zvoleny radiální sférická ložiska SKF GE 10 C. Tyto ložiska snesou statické zatížení 21,6 kN a dynamické zatížení 11,4 kN. Použité kloubové hlavice jsou od firmy Fluro. Zvolený typ GAX SW 8 MS může snést statické a dynamické zatížení 19,5 kN. Horní rameno má stejné složení, liší se pouze tvarem držáku rejdového ložiska, na kterém je i uchycení tažné tyče.

Pro tento rok jsme se rozhodli použít ramena vyrobená z uhlíkových vláken a hliníku. Cílem tohoto rozhodnutí bylo snížení neodpružených hmot. Také by to mohlo přinést plusové body od komisařů, při hodnocení návrhu. Toto konstrukční řešení bylo poprvé použito u vzpěrných tyčí na předchozím prototypu studentské formule. Zvolená karbonová trubka má průměr 21 mm s tloušťkou stěny 2,5 mm. K lepení ramen bylo použito speciální lepidlo pro spojování uhlíkového vlákna a hliníku.



Obr. 46 Zakončení horního ramene



Obr. 47 Složení horního ramene

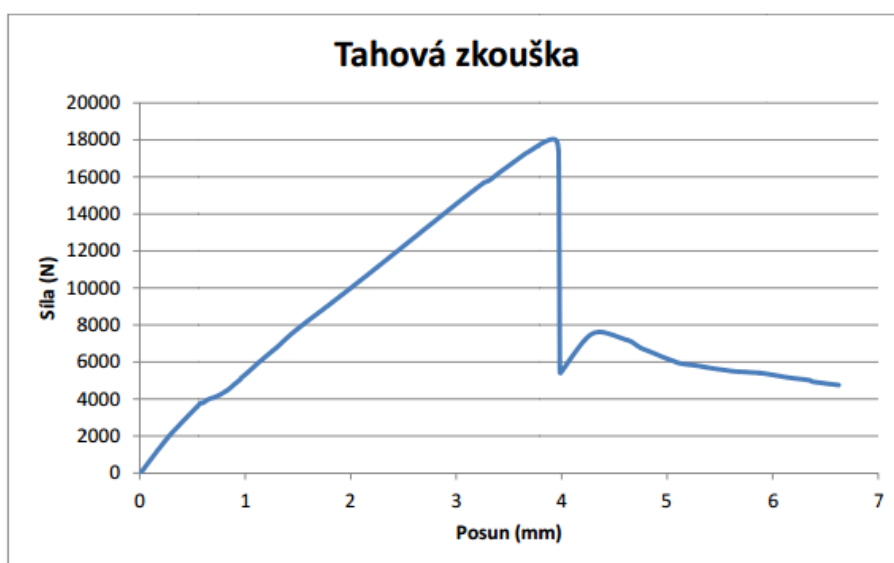
7.3.1 Tahová a tlaková zkouška

Abychom si mohli být jistí, že náš technologický postup lepení je správný a mohli ho použít u velmi namáhaného dílu, jako jsou ramena zavěšení, musíme ho první otestovat. Za tímto účelem byly zhotoveny dva testovací vzorky, které podstoupily zkoušku na tah a na tlak.

Zkouška na tah je základní a nejrozšířenější mechanická zkouška. Jejím principem je přetržení zkušební tyče a následné stanovení tzv. napětových a deformačních charakteristik.



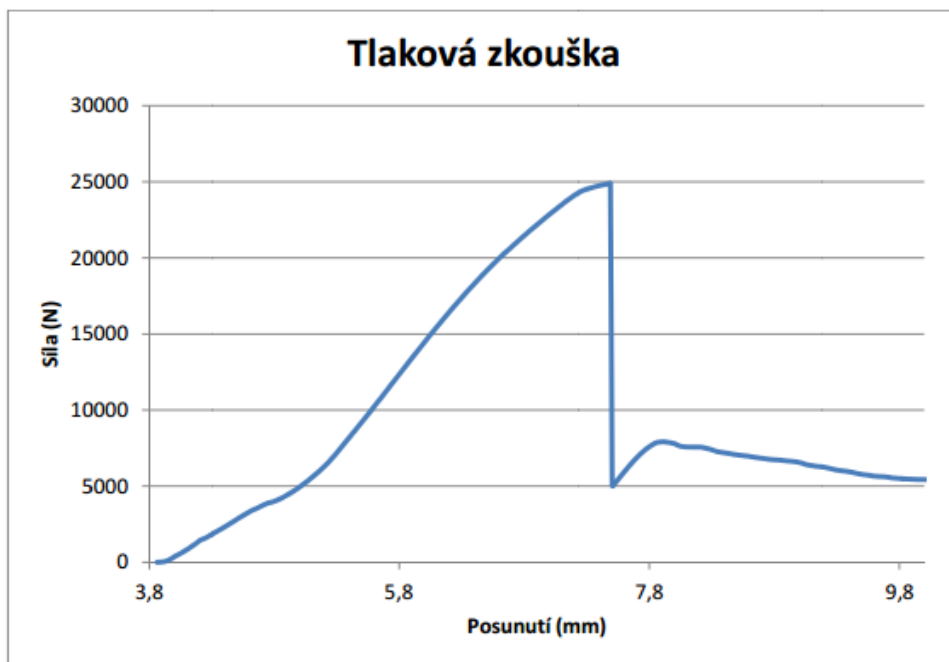
Obr. 48 Tahová zkouška



Obr. 49 Graf tahové zkoušky

Z výsledků tahové zkoušky jsme zjistili, že lepený spoj na rameni může vydržet tah o síle 18046 N. Při této hodnotě povolí lepidlo. Spoj ovšem i nadále drží a vyžaduje značnou sílu, pro vytažení závitové vložky z trubky. Zpráva z testovacího zařízení je v příloze G.

Zkouška tlakem má význam především u křehkých materiálů např. kompozity. U těchto materiálů dochází k porušení. Principem je stlačení zkušební tyče a následné stanovení tzv. napěťových a deformačních charakteristik.



Obr. 50 Graf tlakové zkoušky

Z grafu vidíme, že maximální přenesená síla v tlaku, byla u testovaného vzorku 24900 N. Kompletní výsledky jsou v příloze H.



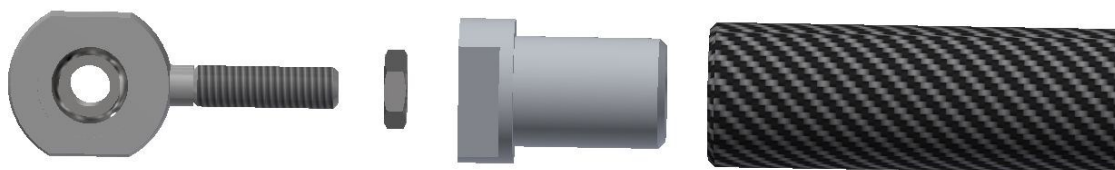
Obr. 51 Testovaný vzorek po zkoušce

7.4 Tažná a řídící tyč

Konstrukce tažné a řídící tyče je totožná, jediný rozdíl je v délce použité trubky. Každá tyč se skládá z karbonové trubky 21x2,5, dvou hliníkových závitových vložek M6

s pravým a levým závitem, kloubové hlavice SKF SAKB 6 F s pravým a levým závitem a ze dvou nízkých matic. Pravý závit na jednom konci a levý závit na druhém konci je použit pro potřeby rychlého nastavení světlé výšky, v případě tažných tyčí a sbíhavosti, v případě řídících tyčí.

Ve srovnání se značkou Fluro, snesou kloubové hlavice od firmy SKF menší zatížení. Statické zatížení 6,8 kN a dynamické zatížení 4,25 kN. Důvodem, proč jsem je zvolil pro toto použití je, že jsme je dostali v rámci sponzoringu zadarmo a vzhledem k nízkým zatížením, jsou dostatečná.



Obr. 52 Složení tažné tyče

8 Výsledný konstrukční návrh

Konstrukční návrh zavěšení a odpružení je proveden v programu Autodesk Inventor 2017. V tomto systému jsou navrženy i ostatní části studentské formule, na který pracovali ostatní kolegové z konstrukčního týmu. Všechny díly jsou složeny do sestav, a ty poté vkládány do celkového konstrukčního návrhu studentské formule.



Obr. 53 Celková sestava zavěšení a odpružení



Obr. 54 Celková sestava přední nápravy včetně sloupku řízení a brzd

9 Zhodnocení a závěr

Zavěšení slouží k vedení kola a přenáší veškeré síly mezi kolem a rámem. Zajišťuje neustálý styk kola s vozovkou. Způsob zavěšení má tedy zcela zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla, které jsou významné zejména u závodního vozu, jakým je Formula Student.

Nejdříve jsem se seznámil s pravidly soutěže, problematikou zavěšení a odpružení. Různými typy konstrukce zavěšení a jejich vhodnost použití.

Před návrhem zavěšení jsem se musel důvěrně seznámit s pneumatikami, protože je to pro letošní rok změna a museli jsme plně pochopit chování pneumatik, jinak bychom nebyli schopni postavit konkurenci schopné auto.

Při vlastním návrhu jsem nejprve vhodně zvolil geometrii zavěšení a středy klopení rámu. Přitom mi hodně pomohl kinematický rozbor a optimalizace v programu Adams – Car. Důležité bylo, zaměřit se na změnu odklonu při propružení.

Jako systém odpružení jsem zvolil uspořádání s pružinami směřujícími dopředu u podlahy. Převod posuvného pohybu přes vahadlo, byl optimalizován také v programu Adams – Car. Návrh pružiny vychází z navržené hodnoty vlastní frekvence nápravy a také

hmotnosti přední nápravy a přední části rámu. Výpočtem jsem také stanovil klopné vlastnosti přední i zadní nápravy a poté stanovil tuhost stabilizátorů.

Ramena zavěšení, řídící a tažné tyče jsou navrženy z kompozitních materiálů. Toto je další novinka oproti předchozím modelům. Vzhledem k tomu, že matematický model pro otestování těchto materiálů, by byl příliš složitý. Byly tyto díly otestovány fyzickými zkouškami na testovací stoličce. Přestože byly výsledky uspokojivé, máme ve vývoji ramena zavěšení, vyrobené z ocelových trubek.

Vzhledem k tomu, že se jedná o již třetí model studentské formule, navržené a postavené na půdě Vysoké školy Báňské – Technické Univerzity Ostrava, mám tedy možnost srovnání s předchozími modely. Návrh, který jsem zpracoval v této diplomové práci, dosáhl lepších výsledků zejména v těchto oblastech.

- Lepší návaznost dílů zavěšení na rám a další části formule
- Díky vhodnému uspořádání kinematiky zavěšení, jsme dosáhli požadovaného průběhu změny odklonu a minimalizovali změnu sbíhavosti na kole.
- Použití tlumičů Öhlins nám umožňuje rozsáhlé spektrum nastavení tlumení a odskoku. Tyto tlumiče jsou zároveň lehčí a kompaktnější, ve srovnání s tlumiči Protlum, použitých na loňském modelu.
- Návrh odpružení plně využívá zdvih tlumiče.
- Použití úzkoprofilových pneumatik a kompozitních materiálů nám ušetřilo velkou část hmotnosti. Díky toho jsme mohli zvýšit tuhost těhlic, která trápila předchozí model.

Poděkování

Za účinnou podporu a pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Michalu Richtáři Ph.d. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

10 Seznam obrázků

Obr. 1 Formula Student

Obr. 2 Dráha pro disciplínu „Skid Pad“

Obr. 3 Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy

Obr. 4 Poloha středu klopení kola P a středu klopení karoserie S

Obr. 5 Určení okamžitých středů klonění náprav OP a OZ a středu klonění karoserie O

Obr. 6 Úhel odklonu kola

Obr. 7 Příklon rejdové osy lichoběžníkové nápravy

Obr. 8 Poloměr rejdu

Obr. 9 Záklon rejdové osy

Obr. 10 Sbíhavost

Obr. 11 Vliv odklonu kola a sbíhavosti kol na chování vozidla v zatáčce

Obr. 12 Schéma dvouplášťového tlumiče

Obr. 13 Konstrukční uspořádání příčných stabilizátorů

Obr. 14 Graf závislosti tuhosti a rádiusu pneumatiky na zatížení

Obr. 15 Graf závislosti μ_x na zatížení

Obr. 16 Graf závislosti μ_y na zatížení

Obr. 17 Graf závislosti boční síly na směrové úchylce

Obr. 18 Šablona bezpečnostního prostoru v kokpitu

Obr. 19 Jacking efekt na voze Formula Student

Obr. 20 Kinematické body závěšení

Obr. 21 Model přední nápravy v MSC Adams

Obr. 22 Změna poloviny rozchodu kola před optimalizací

Obr. 23 Změna odklonu kola před optimalizací

Obr. 24 Změna sbíhavosti kola před optimalizací

Obr. 25 Změna odklonu kola po optimalizaci

- Obr. 26 Změna sbíhavosti kola před optimalizací
- Obr. 27 Srovnání systémů odpružení Pull rod a Push rod
- Obr. 28 Tlumiče Öhlins ttx25 mkII
- Obr. 29 Push rod 1. varianta
- Obr. 30 Push rod 2. varianta
- Obr. 31 Pull rod 2. varianta
- Obr. 32 Model odpružení – přední pohled
- Obr. 33 Model odpružení – horní pohled
- Obr. 34 Simulace odpružení v MSC Adams
- Obr. 35 Model odpružení 2. návrh
- Obr. 36 Druhá simulace odpružení v MSC Adams
- Obr. 37 Průběh stlačení tlumiče při posunu kola před optimalizací
- Obr. 38 Průběh stlačení tlumiče při posunu kola po optimalizaci
- Obr. 39 Model stabilizátoru
- Obr. 40 Stabilizátor v sestavě s odpružením
- Obr. 41 Rameno stabilizátoru – MKP síť
- Obr. 42 Napětí na rameni stabilizátoru
- Obr. 43 Vahadlo – rozložený pohled
- Obr. 44 – Maximální napětí na vahadle
- Obr. 45 – Vyrobené vahadlo
- Obr. 46 Zakončení horního ramene
- Obr. 47 Složení horního ramene
- Obr. 48 Tahová zkouška
- Obr. 49 Graf tahové zkoušky
- Obr. 50 Graf tlakové zkoušky
- Obr. 51 Testovaný vzorek po zkoušce
- Obr. 52 Složení tažné tyče
- Obr. 53 Celková sestava zavěšení a odpružení
- Obr. 54 Celková sestava přední nápravy včetně sloupku řízení a brzd

11 Seznam tabulek

Tab. 1 Základní koncepce vozu

Tab. 2 Fyzikální vlastnosti pneumatik Continental C16

Tab. 3 Vlastnosti pneumatik v závislosti na odklonu a plnicím tlaku

Tab. 4 Geometrie řízení přední nápravy

Tab. 5 Souřadnice bodů přední nápravy

Tab. 6 Kinematické změny při posunu kola před optimalizací

Tab. 7 Kinematické změny při náklonu karoserie před optimalizací

Tab. 8 Souřadnice bodů zavěšení po optimalizaci

Tab. 9 Kinematické změny při posunu kola po optimalizaci

Tab. 10 Kinematické změny při náklonu karoserie po optimalizaci

Tab. 11 Geometrie řízených kol po optimalizaci kinematických bodů

Tab. 12 Souřadnice kinematických bodů odpružení

Tab. 13 Souřadnice kinematických bodů odpružení po optimalizaci

Tab. 14 Kinematika odpružení při propružení

Tab. 15 Kinematika odpružení při náklonu rámu

Tab. 16 Zadané hodnoty pro výpočet sil v řízení

Tab. 17 Zadané parametry pro výpočet naklopení rámu

Tab. 18 Neodpružená hmotnost přední a zadní nápravy

Tab. 19 Zadané parametry pro výpočet klonění rámu

Tab. 20 Zadané hodnoty pro výpočet tuhosti pružin

Tab. 21 Zadané hodnoty pro výpočet tuhosti stabilizátoru

Tab. 22 Zadané hodnoty pro výpočet průměru stabilizátoru

Tab. 23 Zadané hodnoty pro výpočet síly na rameni stabilizátoru

Tab. 24 Síly působící na vahadlo

12 Seznam použité literatury

- [1] PASTERŇÁK, T. *Návrh kinematického uspořádání závěsů kol vozidla Formula Student: Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta Strojní, Institut dopravy, 2015, 47 s. Vedoucí práce: Kállai, T.
- [2] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. Nakladatelství VLK, Brno, 2003. ISBN 80-239-0026-9
- [3] MILLIKEN W., MILLIKEN D. J.: *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, USA, 1995. ISBN 0-8376-0142-8.
- [4] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Nakladatelství VLK, Brno, 2005. ISBN 80-238-5273-6
- [5] VLK, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Nakladatelství a zasílatelství Vlk, Brno, 2001. ISBN 80-238-6573-0
- [6] TOMÁŠEK, P. *Návrh zadní nápravy formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [7] *Pravidla Formule SAE, poslední revize 18. 5. 2015*. Dostupné z: [<http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/>](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/)
- [8] *Facebook stránky Formula Student, VSB - TU Ostrava, Czech Republic, poslední revize 18. 5. 2015*. Dostupné z: <https://www.facebook.com/formulaostrava/>
- [9] *Pink Bike, forum a eshop, poslední revize 15. 5. 2015*. Dostupné z: [<https://www.pinkbike.com/photo/8832758/>](https://www.pinkbike.com/photo/8832758/).
- [10] *Öhlins advanced Suspension Technology, poslední revize 15. 5. 2017*. Dostupné z: <http://www.ohlinsusa.com/files/files/FSAE%20Schematic%202014.pdf>.
- [11] *Continental Formula Student Tire – Competition Tire 2016 (C16) - Documentation, Technická dokumentace k pneumatikám Continental, dostupná pro sponzorované týmy*
- [12] *Stánky formula student Germany, poslední revize 15. 5. 2017*. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-column-february/>.
- [13] *VW Caddy forum, poslední revize 15. 5. 2017*. Dostupné z: <http://www.vwcaddy.com/showthread.php?74589-Not-Really-A-Caddy-The-Tube-Chassis-Project/page10>.
- [14] *Stránky týmu UCI Racing, poslední revize 15. 5. 2017*. Dostupné z: [<http://sites.uci.edu/uciracing/cars/zeta/>](http://sites.uci.edu/uciracing/cars/zeta/).
- [15] *FSAE forum, poslední revize 15. 5. 2017*. Dostupné z: [<http://www.fsae.com/forums/showthread.php?9333-Flattened-A-arm-tubing/>](http://www.fsae.com/forums/showthread.php?9333-Flattened-A-arm-tubing/).

13 Seznam příloh

Příloha A - Konstrukce středu klopení	Výkres A4
Příloha B – Výrobní výkres zkrutné tyče stabilizátoru	Výkres A3
Příloha C – Výrobní výkres ramene stabilizátoru	Výkres A3
Příloha D – Výrobní výkres držáku rejdového ložiska	Výkres A4
Příloha E – Výrobní výkres vahadla	Výkres A3
Příloha F – Specifikace materiálu Domex 700 MC	List A4
Příloha G – Zpráva z tlakové zkoušky	List A4
Příloha H – Zpráva z tahové zkoušky	List A4
Příloha J – Datový nosič	DVD

14 Použitý software

Autodesk Inventor Professional 2017
AutoCAD Mechanical 2012
Microsoft Office Word 2010
Microsoft Office Excel 2010
Adobe Photoshop CS6
Adams – Car 2014